



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza



Departamento
de Ingeniería
Mecánica

Estudio del comportamiento de un sistema de refrigeración solar con disipación híbrida

Memoria

PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA INDUSTRIAL

(Mención: Energía y tecnología de calor y fluidos)

AUTOR: ÓSCAR UNZUETA JOVEN

DIRECTOR: CARLOS MONNÉ BAILO

Zaragoza, Febrero de 2012

Resumen

El presente proyecto se engloba dentro del ámbito de la ingeniería industrial. Es un proyecto ofertado por el Área de Máquinas y Motores Térmicos de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza. Se basa en el estudio de una instalación de refrigeración solar situada en el campus universitario San Francisco. El principal elemento de la instalación es una máquina de absorción de la casa Rotártica. La instalación consta, también con un sistema híbrido de disipación de calor.

Se han recogido los datos registrados en la instalación durante el verano de 2011, cuando la instalación estuvo en funcionamiento. Siguiendo una metodología de trabajo, toda la información registrada ha sido cribada, clasificada y expuesta mediante gráficas a para su posterior análisis.

La memoria incluye una comparativa entre los datos obtenidos durante este último año con los datos obtenidos en años anteriores (2007, 2008 y 2009). Se muestra también una diferenciación según la forma de disipar el calor; sistema con aerotermo o sistema geotérmico.

Por otro lado, se ha estudiado el arranque de la máquina de absorción, haciendo hincapié en diversos términos tales como la evolución de las temperaturas, los tiempos de respuesta, arranque en día nublado, arranque en día soleado...

También se ha forzado a la instalación a trabajar bajo posibles fallos de control, principalmente problemas de impulsión. Se han analizado los resultados obtenidos bajo este tipo de situaciones. Gracias a esta experimentación, se ha podido entender mejor el funcionamiento de la instalación y puede servir en un futuro para detectar problemas de funcionamiento.

Asimismo, a lo largo de toda la memoria se sugieren cambios y/o mejoras para futuros estudios de la instalación.

Palabras clave: *refrigeración solar, disipación híbrida, sistema geotérmico, ciclo de absorción...*

Abstract

The current project is included in the scope of industrial engineering. It is a project launched by de Area of Machines and Thermal Engines of the College of Engineering and Architecture of the University of Zaragoza. It is based on the study of a solar cooling installation placed at the San Francisco university campus. The main part of the installation is an absorption chiller from Rotártica firm. Furthermore, it consists of a hybrid system of heat dissipation.

The data of the installation was recorded in summer of 2011, when the installation was working on. Following a working methodology, the entire recorded information has been sifted, sorted, and plotted for its later analysis.

The report includes a comparison between the data obtained during the last year and the data obtained in previous years (2007, 2008 and 2009). A differentiation between aerothermal and geothermal system is shown according to the way the heat is dissipated.

In addition, the absorption machine starting has been analyzed, focusing on several terms such as temperature development, response timing, cloudy and sunny day starting...

Furthermore the installation has been tested to work under possible control failures, mainly pumping problems. The results obtained under this scenario have been analyzed. Thanks to this experimentation, the equipment operation is understood and it will be able to serve in a future for detecting operation failures.

Finally, throughout all the report, further changes and/or improvements are suggested for future research of the installation.

Key words: *solar cooling, hybrid dissipation, geothermal system, absorption cycle...*

Índice

Índice de figuras	9
Índice de tablas	10
1. Introducción	
1.1. Concepto de refrigeración solar	13
1.2. Descripción de la máquina de absorción	14
2. Descripción de la instalación de refrigeración solar	
2.1. Circuito solar primario	18
2.2. Circuito secundario	18
2.3. Circuito de refrigeración del gimnasio	19
2.4. Circuito de disipación con aerotermo	19
2.5. Circuito de disipación geotérmico	19
2.6. Circuito auxiliar de aporte de calor	20
2.7. Sistema de control, regulación y monotorización	20
3. Metodología de trabajo	
3.1. Adquisición de datos	25
3.1.1. Unidad Rotártica	25
3.1.2. Resto de la instalación	26
3.2. Metodología de tratamiento de datos	26
3.2.1. Selección de datos	26
3.2.2. Plantilla de variables	27
3.2.3. Determinación del periodo estacionario	30
3.2.4. Realización de graficos	31
3.3. Análisis y conclusiones	32
4. Puesta a punto de la instalación	
4.1. Comprobación del funcionamiento de las sondas	33
4.2. Otros ajustes	34
5. Análisis de la instalación	
5.1. Introducción	37
5.2. Comparativa del funcionamiento de la instalación en 2011 con años anteriores	37
5.2.1. Caudales	37
5.2.2. COP vs W disipación	38
5.2.3. COP vs W refrigeración	39

5.2.4. W refrigeració vs W generador	40
5.2.5. COP vs T^a ambiente	41
5.2.6. COP vs T_{eg}	43
5.2.7. Caudal de pozo. 49 l/min vs 95 l/min	44
5.2.8. W refrigeración vs W disipación vs W generador	46
5.3. Conclusiones	48
6. Estudio del arranque de la unidad Rotártica	
6.1. Descripción temporal del arranque de la unidad Rotártica	51
6.2. Temperaturas máximas de entrada al generador	53
6.3. Comparativa. Arranque nublada frente arranque estandar	53
6.4. Tiempos de respuesta. Aerotermo frente a geotérmica	56
7. Análisis de la instalación ante fallos de impulsión en los circuitos principales	
7.1. Supresión de caudal de disipación y de generador	57
7.1.1. Durante el bloqueo de Rotártica. Refrigeración	59
7.1.2. Durante el bloqueo de Rotártica. Disipación y generador	59
7.1.3. Tras el bloqueo de Rotártica	60
7.2. Supresión de caudal de disipación y de fancoils	60
7.2.1. Durante el bloqueo de Rotártica. Generador	61
7.2.2. Durante el bloqueo de Rotártica. Disipación y refrigeración	62
7.2.3. Tras el bloqueo de Rotártica	63
7.2.4. Pérdidas de carga en el generador de Rotártica	63
7.3. Oscilación en la impulsión del circuito secundario por error de vibración	66
8. Conclusiones generales y líneas de futuro	
8.1. Conclusiones generales	71
8.2. Líneas de futuro	72
Bibliografía	75

Índice de figuras

1. Introducción

Figura 1.1 Radiación solar y demanda de frío anual	13
Figura 1.2 Esquema del ciclo de compresión	14
Figura 1.3 Esquema del ciclo de absorción de simple efecto.....	15
Figura 1.4 Componentes principales del ciclo rotativo de absorción (Rotártica) ...	16

2. Descripción de la instalación de refrigeración solar

Figura 2.1 Subsistemas de la instalación de refrigeración solar	17
Figura 2.2 Plano detallado del sistema de disipación geotérmico.....	19
Figura 2.3 Izquierda: Armario de control y regulación de la instalación. Derecha: Display Siemens.....	21
Figura 2.4 Localización de sondas y principales actuadores presentes en la instalación.....	21

3. Metodología de trabajo

4. Puesta a punto de la instalación

Figura 4.1 Electroválvula V3-09 (Circuito secundario)	34
---	----

5. Análisis de la instalación

Figura 5.1 Valores estacionarios del COP frente a la potencia de disipación	38
Figura 5.2 Valores estacionarios del COP frente a la potencia de refrigeración	39
Figura 5.3 Valores estacionarios de la potencia de refrigeración frente a la potencia del generador	40
Figura 5.4 Valores estacionarios del COP frente a la temperatura ambiente	41
Figura 5.5 Valores estacionarios del COP frente a la temperatura de entrada al generador	43
Figura 5.6 Esquema del sistema de disipación geotérmico	44
Figura 5.7 Valores estacionarios de la potencia de refrigeración frente a las potencias de disipación y generador.....	46

6. Estudio del arranque de la unidad Rotártica

Figura 6.1 Fases de las temperaturas de Rotártica durante el arranque.....	51
Figura 6.2 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. Día nublado	54
Figura 6.3 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. Día soleado.....	54
Figura 6.4 Temperaturas del primario y secundario durante el arranque. Día nublado.....	55

Figura 6.5 Temperaturas del primario y secundario durante el arranque. Día soleado	55
7. Análisis de la instalación ante fallos de impulsión en los circuitos principales	
Figura 7.1 Evolución temporal de los caudales de Rotártica. 05/07/2011	58
Figura 7.2 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. 05/07/2011	58
Figura 7.3 Evolución temporal de los caudales de Rotártica. 06/07/2011	60
Figura 7.4 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. 06/07/2011	61
Figura 7.5 Temperaturas del primario y del secundario durante el bloqueo. 06/07/2011.....	62
Figura 7.6 Curvas características de la bomba del circuito secundario	64
Figura 7.7 Esquema hidráulico del circuito secundario	64
Figura 7.8 Evolución temporal de los caudales de Rotártica. 07/07/2011	66
Figura 7.9 Zoom del caudal del generador. 07/07/2011	66
Figura 7.10 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. 07/07/2011 ...	67
Figura 7.11 Zoom de las temperaturas de Rotártica. 07/07/2011	67
8. Conclusiones generales y líneas de futuro	

Índice de tablas

1. Introducción	
2. Descripción de la instalación de refrigeración solar	
Tabla 2.1 Instrumentación del sistema de control, regulación y monitorización (1/2)	22
Tabla 2.2 Instrumentación del sistema de control, regulación y monitorización (2/2)	22
3. Metodología de trabajo	
Tabla 3.1 Plantilla de datos para hoja Excel	27
4. Puesta a punto de la instalación	
5. Análisis de la instalación	
Tabla 5.1 Caudales de Rotártica con disipación geotérmica 95 l/min. Valores medios	37
Tabla 5.2 Lecturas de las temperaturas del sistema geotérmico. Valores medios.	44
Tabla 5.3 Calor disipado por el sistema geotérmico. Valores medios	45
Tabla 5.4 Potencias de los días marcados en el ejemplo	46

6. Estudio del arranque de la unidad Rotártica

Tabla 6.1 Temperatura máxima de entrada al generador. Aerotermo 53

Tabla 6.2 Temperatura máxima de entrada al generador. Geotérmica 53

Tabla 6.3 Tiempos medios de arranque de Rotártica 56

7. Análisis de la instalación ante fallos de impulsión en los circuitos principales

Tabla 7.1 Caudales y alturas de presión de la bomba del secundario antes y después del bloqueo 65

Tabla 7.2 Constante adimensional de pérdidas del generador 65

8. Conclusiones generales y líneas de futuro

Tabla 8.1 Valores medios de funcionamiento..... 71

1. Introducción

1.1. Concepto de refrigeración solar

Desde siempre, el hombre ha buscado, muchas veces sin saberlo, el confort térmico. Simples gestos como acercarse al fuego, ponerse una chaqueta o darse un baño en el mar son acciones para evitar las sensaciones de calor o frío excesivo. Debido a esto, en el ámbito de la ingeniería se han ido desarrollando una serie de tecnologías con objeto de acondicionar todo tipo de edificaciones. El acondicionamiento de edificios es una rama muy amplia que va mucho más allá de un simple aporte o extracción de calor. También se tienen en cuenta otros parámetros como la humedad relativa, la velocidad media de circulación de aire, la renovación de aire...

Acotando un poco más el marco del proyecto, para mantener en verano la temperatura de una determinada estancia entre unos valores que se consideran correctos para el confort térmico según el tipo de actividad que en ella se esté realizando, es necesario refrigerar la estancia. Y para ello es necesaria la extracción de calor de la misma. La forma más habitual de extraer calor de un determinado lugar ha sido siempre a partir de un ciclo simple de compresión. Para que dicho ciclo funcione es necesario un aporte de energía eléctrica o mecánica que accione el compresor. Por ello, la factura eléctrica se dispara en verano que es cuando más calor hace en aquellos hogares con aire acondicionado.

El concepto de refrigeración solar nace de esta última afirmación. El pico de potencia demandada para refrigeración coincide en el tiempo con el pico de radiación solar recibida en la superficie terrestre, como se observa en la Figura 1.1. Aprovechando el funcionamiento de la máquina de absorción conseguimos producir frío a partir de la energía procedente del sol, aprovechando esta circunstancia temporal.

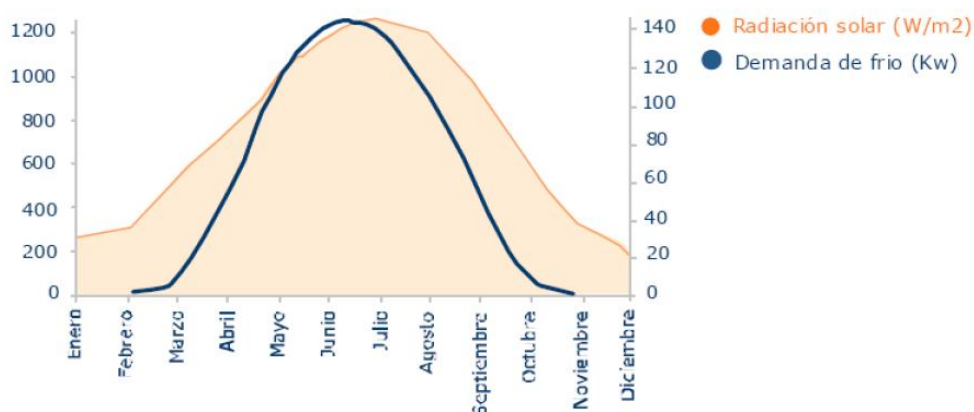


Figura 1.1 Radiación solar y demanda de frío anual

1.2. Descripción de la máquina de absorción

El ciclo simple de compresión de vapor, el cual se muestra en la Figura 1.2, consta de cuatro etapas claramente diferenciadas:

- Un compresor lleva el refrigerante en estado gaseoso desde un nivel de presión bajo a otro nivel alto.
- Seguidamente el refrigerante pasa por un condensador, donde cede calor al ambiente u otro elemento disipativo a la vez que pasa a estado líquido.
- Tras ello, el refrigerante líquido pasa por una válvula de expansión en la que el fluido vuelve otra vez al nivel de presión bajo.
- El fluido en el evaporador vuelve a pasar a estado vapor gracias a la aportación de calor que recibe.

El calor útil es el recibido en el evaporador, puesto que este calor se sustrae de la estancia a refrigerar. Por otro lado, la energía aportada al ciclo es el trabajo necesario para accionar el compresor, bien de forma eléctrica o bien de forma mecánica. Por ello se define el COP del ciclo como el cociente entre la potencia frigorífica absorbida en el evaporador y la potencia consumida por el compresor.

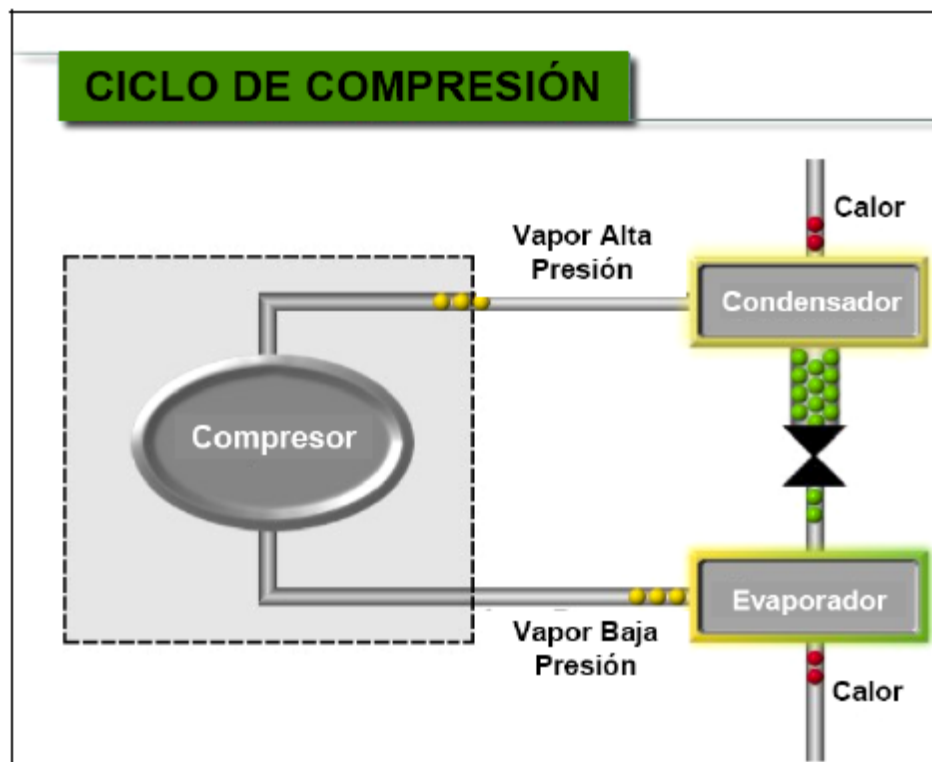


Figura 1.2 Esquema del ciclo de compresión

El ciclo de absorción se basa en los mismos principios que el ciclo de compresión salvo en la forma de comprimir el fluido. En el ciclo de absorción se sustituye el compresor por un bloque formado principalmente por cuatro elementos: generador, absorbedor,

bomba y válvula de expansión. La configuración de estos cuatro elementos se observa en la Figura 1.3.

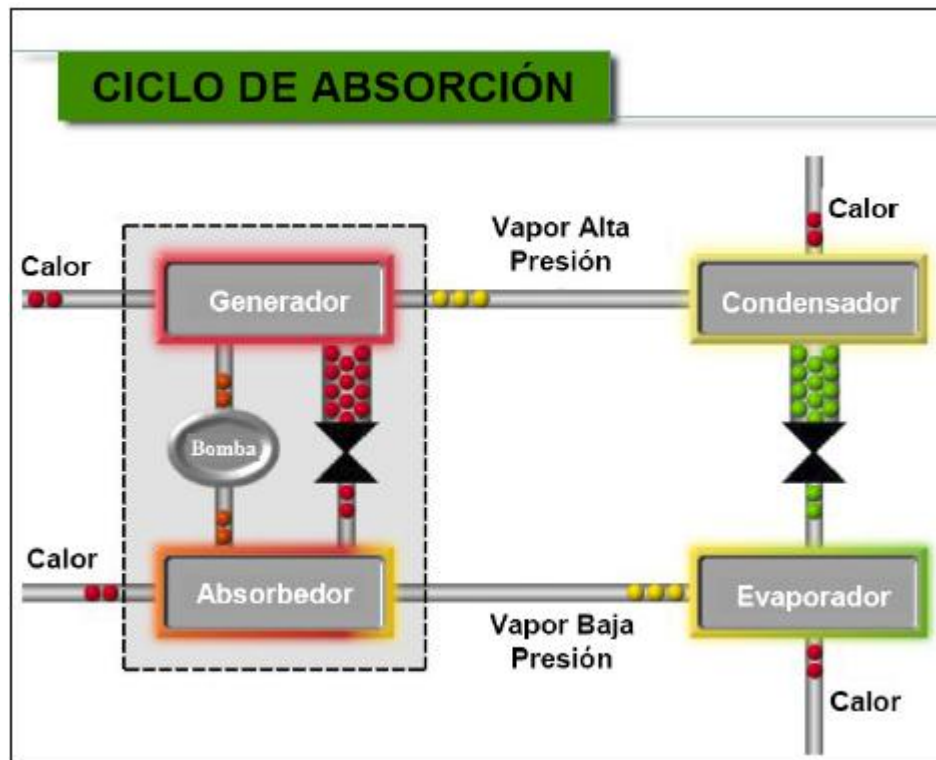


Figura 1.3 Esquema del ciclo de absorción de simple efecto

Una de las diferencias del ciclo de absorción con respecto al ciclo de compresión es la presencia de dos sustancias; absorbente y refrigerante. En el generador se produce una disociación del refrigerante y el absorbente mediante un proceso endotérmico. El refrigerante se dirige hacia el condensador, mientras que una solución rica en absorbente se dirige hacia el absorbedor, pasando por una válvula de expansión. Una vez allí, la solución rica en absorbente se mezcla con el refrigerante proveniente del evaporador y mediante un proceso exotérmico el refrigerante es absorbido. La mezcla es bombeada de nuevo al generador.

Se pueden observar varias diferencias entre ambos ciclos. La energía eléctrica utilizada para accionar el compresor es mucho mayor que la necesaria para accionar la bomba puesto que es mucho más costoso comprimir gases que líquidos. Por el contrario, el ciclo de absorción requiere de un aporte de calor en el generador para poder funcionar. Adicionalmente, al igual que se hace con el condensador, se requiere evacuar calor del absorbedor con el fin de que se produzca la absorción del refrigerante por parte del absorbente.

De esta manera se define el COP de la instalación como el cociente entre la potencia frigorífica del evaporador y la suma de potencia aportada en el generador más

potencia eléctrica de la bomba. Por esta razón, al conjunto de estos cuatro elementos se le denomina comúnmente compresor térmico.

La máquina de absorción objeto de análisis del presente proyecto instalada en el SAD de la Universidad de Zaragoza es una máquina producida por el fabricante Rotártica. Se trata de una tecnología de refrigeración solar mediante un ciclo de absorción $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, donde el agua hace de refrigerante y el bromuro de litio de absorbente. La peculiaridad de esta unidad reside en el hecho de que los cuatro elementos del ciclo se encuentran situados en un tambor que gira a unas revoluciones, como se detalla en la Figura 1.4. Con este giro se persigue una mejor transferencia de calor y masa y la consiguiente mejora en los procesos de absorción.

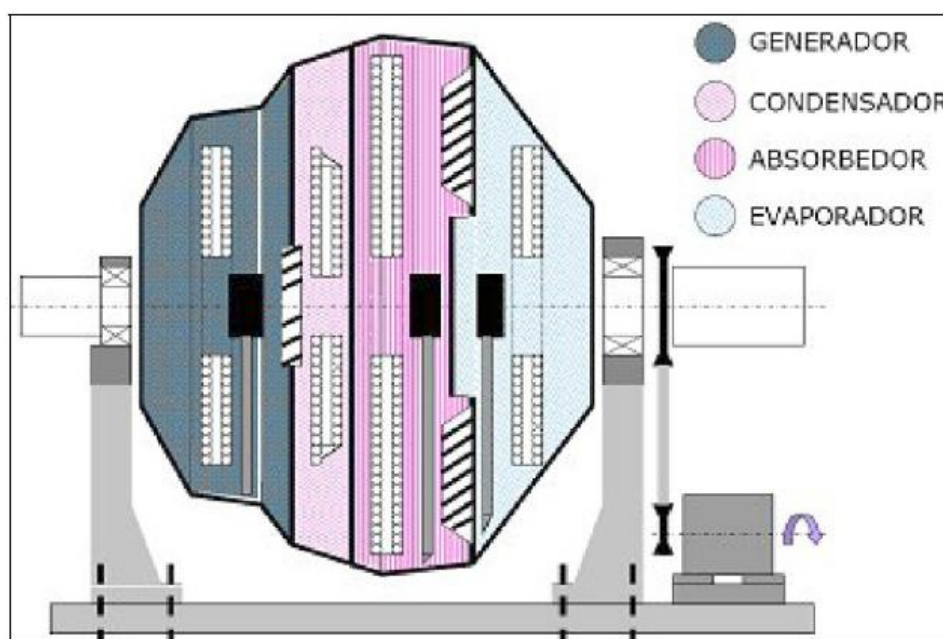


Figura 1.4 Componentes principales del ciclo rotativo de absorción (Rotártica)

2. Descripción de la instalación de refrigeración solar

La instalación objeto de análisis del presente proyecto se encuentra en el edificio del Servicio de Actividades Deportivas (S.A.D.), propiedad de la Universidad de Zaragoza. Las principales dependencias del mismo son un polideportivo, un gimnasio, un conjunto de oficinas y diversos vestuarios. En el año 2004 se instaló en el edificio una serie de colectores solares para abastecer parte de la demanda de ACS.

Al haber dimensionado los colectores para el invierno, durante el periodo estival estos sufrían problemas de sobrecalentamiento debido a las altas temperaturas que alcanzaba el fluido calo-transportador. Por ello, el origen de la instalación de refrigeración solar nace de la idea de aprovechar el exceso de energía solar captada por los colectores ya instalados durante el verano, así como evitar el sobrecalentamiento que se venía observando en los propios captadores.

Se puede dividir el sistema de refrigeración solar en 7 grandes subsistemas como se observa en la Figura 2.1:

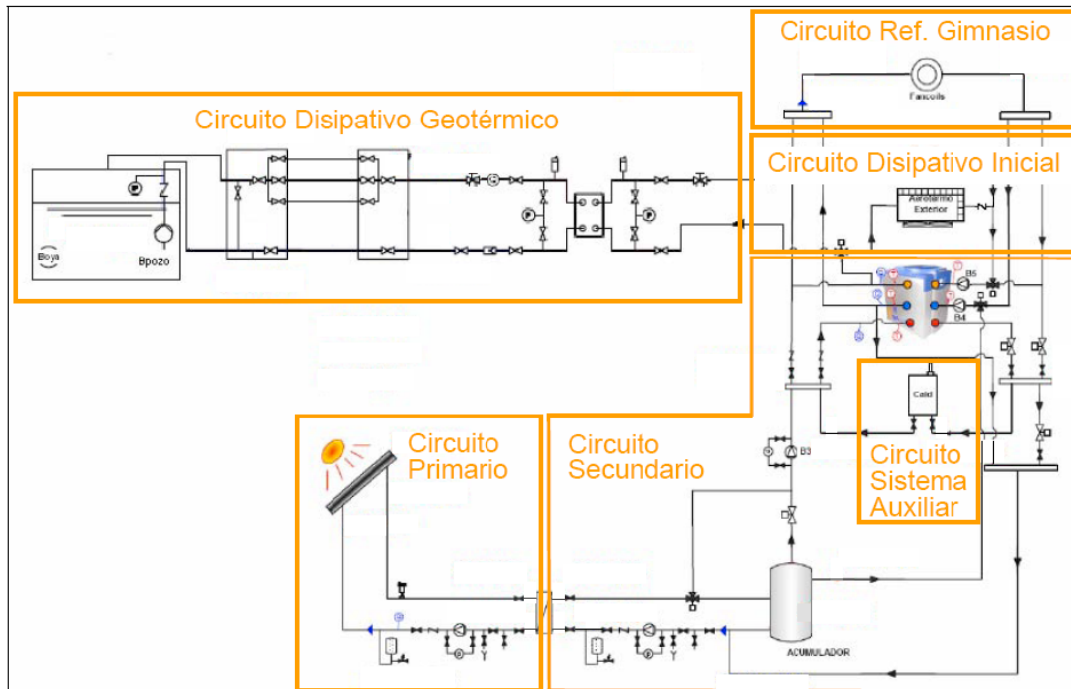


Figura 2.1 Subsistemas de la instalación de refrigeración solar

2.1. Circuito solar primario

Durante el verano, de los 85 m² de colectores solares planos que el edificio del SAD tiene instalados, se destinan 37,5 m² para abastecer los requerimientos de la máquina de absorción. Los captadores solares son de la marca Viessmann, modelo Vitosol 100. El campo tiene un azimut de 0º y una inclinación de 40º con respecto a la horizontal.

La energía captada por los colectores solares es transmitida al circuito secundario mediante un intercambiador de calor de 34 kW de la marca Sedical, modelo UFPB - 41/32H.

El resto del circuito está formado por una bomba hidráulica de la marca Grundfos, modelo UPS 40-185 F, encargada de bombear el fluido por el circuito solar primario. Para no tener problemas con la congelación del fluido calo-portador de los colectores solares durante el invierno, éste está compuesto por una mezcla de agua y Tyfocor HTL al 30%. Con objeto de que la instalación no sufra daños debido a la dilatación del fluido al variar su temperatura, se ha dotado a la misma de un vaso de expansión de 180 litros.

2.2. Circuito secundario

Este circuito es el encargado de transmitir la energía solar captada en los colectores solares al generador de Rotártica. El primer elemento que encontramos en el circuito secundario es el intercambiador de calor ya mencionado en el apartado anterior. En él, se intercambia la energía solar que lleva el fluido calo-portador de los colectores.

Esta energía es conducida al generador de la unidad Rotártica en caso de que la misma requiera de un aporte de energía. En caso de no ser así, hay instalado un acumulador de la marca Vitrex de 700 litros de capacidad, encargado de almacenar la energía solar captada sobrante y con ello solucionar el posible desfase existente entre la oferta solar y la demanda de refrigeración.

Hay instaladas dos bombas de la marca Grundfos, modelo UPS 32-80 las cuales bombean un caudal de 1,35 m³/h a una altura de 4 mca. La primera de ellas es la encargada de conducir el agua o bien a la máquina de absorción, o bien al acumulador. La segunda de ellas se encarga de impulsar el agua del acumulador a la unidad Rotártica en caso de que fuera necesario.

El último elemento significativo del circuito secundario es el generador de la propia unidad Rotártica, de la que ya se ha hablado en apartados anteriores (1.2).

2.3. Circuito de refrigeración del gimnasio

Los principales componentes del circuito de refrigeración del gimnasio son dos fancoils de la marca Ciatesa, modelo Concept FMOG 07. Ambos fancoils son los encargados de acondicionar la sala de musculación mediante el enfriamiento del aire de la propia sala. Este aire es enfriado gracias a la corriente de agua fría producida por la máquina de absorción en el evaporador. El caudal nominal de aire proporcionado por cada fancoil es de $970 \text{ m}^3/\text{h}$. La bomba de la marca Grundfos que impulsa el agua de este circuito es parte de la unidad de Rotártica.

2.4. Circuito de disipación con aerotermo

Dentro de la máquina de absorción, tanto el absorbedor como el condensador requieren de la evacuación de calor. El circuito de disipación es el encargado de ceder esta energía al entorno. El principal componente de este circuito es un aerotermo facilitado por Rotártica, el cual se encuentra en el tejado del edificio. Este aerotermo actúa como si se tratase de una torre de refrigeración seca, en la cual se refrigera el agua proveniente de la máquina de absorción mediante una corriente de aire.

2.5. Circuito de disipación geotérmico

Uno de los principales resultados obtenidos en estudios realizados a la instalación en años anteriores, fue la demostración de la fuerte relación existente entre el COP de la enfriadora con la temperatura exterior. Debido a esto, se pensó en la posibilidad de instalar otro sistema de disipación de calor cuya temperatura fuera más estable y más baja que la temperatura ambiente para el periodo estival. Tras varios estudios técnicos y económicos se acabó por instalar en 2009 un circuito de disipación geotérmico que se muestra en la Figura 2.2, aprovechando el agua existente en un aljibe de riego situado a unos 190 metros del edificio.

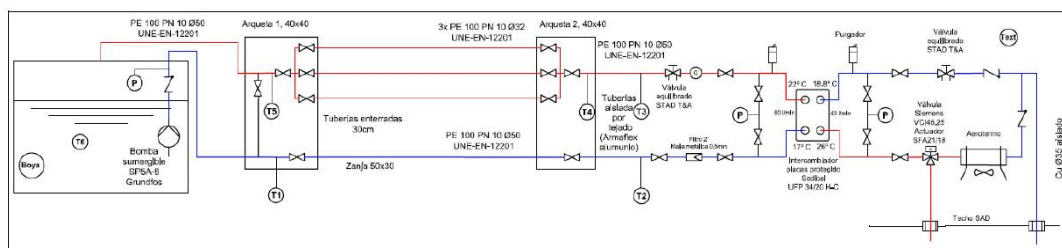


Figura 2.2 Plano detallado del sistema de disipación geotérmico

Este pozo de agua que posee una capacidad de unos 25 m^3 , es utilizado para regar las zonas verdes colindantes al aljibe. Esto hace que por las mañanas, que es cuando se efectúa el riego, la temperatura del aljibe se mantenga constante en torno a los 26°C

frente a los 31.4 °C de media que se obtenían de temperatura ambiente en Zaragoza en el mes de Agosto. El encargado de hacer circular el agua del pozo por el sistema de disipación es una bomba Grundfos, modelo SP5A-8 de 3,6 m³/h a una altura de 40 mca.

El agua del pozo pasa por un intercambiador agua/agua de 20 kW de la marca Sedical, modelo UFP-30/25H, situado en el tejado del edificio, absorbiendo el calor del circuito proveniente de máquina de absorción, más concretamente del absorbedor y del condensador. Tras este intercambiador, el agua retorna al aljibe de riego.

Como ya se ha dicho, el pozo se encuentra a 190 metros del edificio. Por esta razón, se aprovechó esta circunstancia para diseñar e instalar un intercambiador geotérmico horizontal. El objetivo de este intercambiador es el de evacuar parte del calor por contacto directo con el terreno, y así mejorar la capacidad disipativa del sistema. Para ello, se instalaron en el circuito de retorno al aljibe, tres tuberías enterradas de 32 mm de diámetro y 90,5 metros de longitud (Figura 2.2) en lugar de una única tubería.

El último elemento significativo es una válvula de 3 vías, 2 posiciones encargada de direccionar según convenga el agua a cada uno de los dos circuitos de disipación de calor (aerotermino o geotérmico). De esta manera la instalación cuenta con un sistema híbrido de disipación de calor, ampliando así las posibilidades de análisis de la misma.

2.6. Circuito auxiliar de aporte de calor

Para aquellos momentos en los cuales la energía solar captada no fuese suficiente para abastecer a la máquina de absorción, el sistema de calderas de gas del SAD sería el encargado de aportar la energía requerida. Para ello se acopló dicho sistema de calderas con la instalación de refrigeración solar. Debido a que la instalación es de carácter experimental, en ningún momento se ha hecho uso de este sistema auxiliar de aporte energético, utilizando únicamente la energía captada por los colectores solares.

2.7. Sistema de control, regulación y monitorización

El sistema de control, regulación y monitorización está formado principalmente por un autómata, una serie de sondas y otros componentes como sensores o actuadores.

Autómata

El principal elemento del sistema es un autómata programable de la marca Siemens, modelo BPZ-PXC52. Este autómata es el encargado de gobernar la instalación de refrigeración solar. Por toda la instalación hay una serie de sondas y sensores con los cuales el autómata puede controlar y monitorizar todo el proceso. Estas sondas y

sensores mandan la información necesaria para que el autómata decida qué hacer con la instalación en cada momento. El autómata se puede controlar de dos maneras:

- Mediante un display de la marca Siemens modelo, BPZ-PXM20 situado en la puerta del armario mostrado en la Figura 2.3.
- Mediante un controlador web de Siemens modelo BPZ XG 80-WN asociado a una dirección IP accesible desde cualquier lugar con una conexión a internet. El funcionamiento de este controlador está detallado en el Anexo A.



Figura 2.3 Izquierda: Armario de control y regulación de la instalación. Derecha: Display Siemens

Sondas

Existen 29 sondas que monitorizan toda la instalación tal y como muestra la Figura 2.4. Cada sonda da su lectura en $^{\circ}\text{C}$ (temperatura), en m^3/h (caudal), en % (humedad relativa) y en W/m^2 (radiación solar).

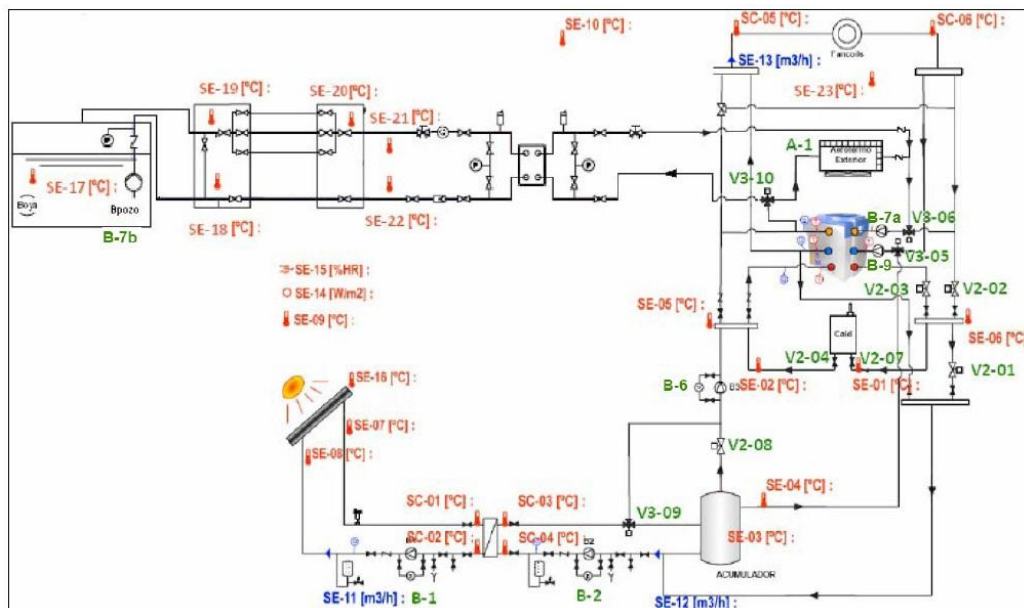


Figura 2.4 Localización de sondas y principales actuadores presentes en la instalación

Se pueden dividir las distintas sondas en dos grandes grupos:

- Las sondas cuya lectura está plasmada en un contador (sondas SC):

Sonda	Medida	Unidades
SC-01	Temperatura de impulsión del circuito primario	°C
SC-02	Temperatura de retorno del circuito primario	°C
SC-03	Temperatura de impulsión del circuito secundario	°C
SC-04	Temperatura de retorno del circuito secundario	°C
SC-05	Temperatura de impulsión a fancoils	°C
SC-06	Temperatura de retorno de fancoils	°C

Tabla 2.1 Instrumentación del sistema de control, regulación y monitorización (1/2)

- Las sondas cuya lectura va directamente al ordenador Siemens (sondas SE):

Sonda	Medida	Unidades
SE-01	Temperatura de entrada a la caldera	°C
SE-02	Temperatura de salida de la caldera	°C
SE-03	Temperatura de entrada al acumulador	°C
SE-04	Temperatura de salida del acumulador	°C
SE-05	Temperatura intermedia de impulsión del circuito secundario	°C
SE-06	Temperatura intermedia de retorno del circuito secundario	°C
SE-07	Temperatura de salida de colectores	°C
SE-08	Temperatura de entrada a colectores	°C
SE-09	Temperatura exterior	°C
SE-10	Temperatura de la sala de musculación	°C
SE-11	Caudal del circuito primario	m ³ /h
SE-12	Caudal del circuito secundario	m ³ /h
SE-13	Caudal del circuito de fancoils	m ³ /h
SE-14	Radiación solar	W/m ²
SE-15	Humedad relativa exterior	%
SE-16	Temperatura de la superficie del colector	°C
SE-17	Temperatura del aljibe de agua	°C
SE-18	Temperatura de salida del aljibe	°C
SE-19	Temperatura de retorno al aljibe	°C
SE-20	Temperatura antes de disipación por el terreno	°C
SE-21	Temperatura caliente del intercambiador geotérmico	°C
SE-22	Temperatura fría del intercambiador geotérmico	°C
SE-23	Temperatura exterior (bis)	°C

Tabla 2.2 Instrumentación del sistema de control, regulación y monitorización (2/2)

Aparte de la instrumentación mencionada, la propia unidad de Rotártica tiene instaladas una serie de sondas de temperatura que controlan tanto la entrada como la salida de los tres circuitos de la máquina de absorción, así como tres caudalímetros. Estos datos, junto con alguno más como presiones, vibración o velocidad de giro... que definen el funcionamiento de la enfriadora, son almacenados por un software propio y exclusivo de Rotártica.

Actuadores y sensores

Los últimos elementos que forman parte del sistema de regulación, control y monitorización son un conjunto de actuadores y sensores finales de carrera. Estos forman parte de las electroválvulas situadas por toda la instalación de refrigeración. El autómata recibe información tanto de los sensores como de las sondas y con esta información es capaz de mandar las señales necesarias para que los actuadores conmuten a otra posición si fuese necesario para el correcto funcionamiento de la instalación.

3. Metodología de trabajo

Cuando se trabaja en procesos de investigación es muy recomendable el crear una metodología de trabajo. Metodología de trabajo es sinónimo de saber qué operaciones hacer y en qué orden; marcar una serie de pautas para que la persona encargada de realizar la investigación las ejecute de manera más o menos sistemática.

Seguir un método se traduce al final en agilizar el trabajo, ahorrar tiempo y no cometer errores. Deja de ser recomendable y pasa a ser prácticamente imprescindible, si en la tarea que se está llevando a cabo, se trabaja con un número grande de variables o de datos. Recordar que la instalación que aquí se está estudiando registra unos 22.000 datos diarios. Por tanto, el objetivo de este apartado no es otro que el de dar una visión global acerca de cómo trabajar con esta instalación y con todas las lecturas registradas.

3.1. Adquisición de datos

La mayor parte de los datos registrados en la instalación son trabajados con hojas de cálculo Microsoft Excel, ya que es un software de fácil acceso y manejabilidad. En este apartado 3.1 se va a describir qué pasos son necesarios seguir para volcar todos los datos en este tipo de archivos.

3.1.1. Unidad Rotártica

Como ya se adelantó, Rotártica cuenta con instrumentación propia, aparte de la existente por el resto de la instalación. Todos los registros corresponden a variables internas de la máquina de absorción (temperatura, caudal, presión, vibración, velocidad de giro...).

El programa DEMO_test_tar, desarrollado por Rotártica, es el encargado de generar cada día un fichero dónde se almacenan dichas lecturas. Se registran valores cada 20 segundos. Dicho fichero tiene extensión “.fu”, no legible con un software tradicional y es guardado en un ordenador situado en la misma sala donde se encuentra la máquina de absorción con el siguiente nombre:

<u>rtk</u>	<u>110713</u>	<u>1020</u>	.fu
Rotártica	Fecha	Hora inicio	
	13/07/2011	fichero	
		10:20	

Este tipo de fichero debe ser convertido mediante un programa propio de Rotártica llamado CONVER, en un archivo de texto con extensión “.dat” para poder ser leído. El archivo resultante de la conversión del fichero se puede abrir y guardar como una hoja Excel. El funcionamiento del programa CONVER se puede consultar en el Anexo A.

3.1.2. Resto de la instalación

Los datos obtenidos gracias a la instrumentación que monitoriza el resto de la instalación son almacenados de manera diferente a como lo hace Rotártica. Como ya se ha comentado, existe un controlador web de Siemens asociado a una dirección IP, accesible desde cualquier ordenador con conexión a Internet. Este controlador es una herramienta de utilidad ya que gracias a él se puede monitorizar la instalación a tiempo real, forzar manualmente algunos actuadores para que la instalación actúe de manera diferente a como dicta el autómatas, almacenar los datos registrados... Es esta última opción la que se va a tratar a continuación.

El autómatas registra las lecturas de las 29 sondas instaladas (Tablas 2.1 y 2.2) cada cinco minutos. Estos 29 datos son almacenados en sus correspondientes 29 buffers, a los cuales se puede acceder a través del controlador web. Los buffers, también llamados almacenes temporales, tienen una capacidad limitada. Debido a ello, están configurados de tal manera que una vez alcanzada su capacidad, cuando tiene que entrar un nuevo registro, automáticamente desaparece el registro más antiguo. De esta manera, siempre se mantienen en el buffer las lecturas más recientes de la instalación.

Por esta razón es necesario guardar los datos cada cierto tiempo. Con el tamaño actual de cada buffer y sabiendo que se registra un valor cada cinco minutos se ha calculado que para no perder información sería necesario salvar los datos registrados aproximadamente cada 6 días. En el Anexo A se explica la forma de obtener los datos mediante el controlador web.

3.2. Metodología de tratamiento de datos

Tras adquirir los datos que se estaban registrando en la instalación, ¿qué metodología es necesario seguir para poder analizar el funcionamiento de la instalación?, ¿qué es lo que hay que hacer con la información adquirida? La metodología de tratamiento de datos da respuesta a estas preguntas estableciendo los pasos a seguir para analizar los datos obtenidos y por ende el funcionamiento de la instalación de refrigeración solar.

3.2.1. Selección de datos

Lo primero es realizar una criba de los días en los cuales la instalación funcionó sin problemas alcanzando un estado estacionario. Existen numerosos días en los que la

instalación no reporta datos de interés. Puede haber fallos eléctricos, mecánicos o hidráulicos; puede ser que no haya radiación suficiente para alcanzar una temperatura del generador de 80 °C; puede ser que el aljibe de agua tenga un nivel demasiado bajo y no se esté bombeando caudal de pozo... También hay días en los que, gracias a la monitorización online, se observa cómo la máquina funciona sin contratiempos y sin embargo el programa DEMO_test_tar no genera el fichero de datos correctamente.

Por ello, es necesario diferenciar los días “válidos” del resto. Una herramienta útil para esta labor es la representación temporal de los caudales y temperaturas de los tres circuitos de la enfriadora. Una vez construidas las gráficas, basta con observar que las variables siguen las etapas lógicas de una instalación de refrigeración solar (arranque, periodo estacionario y apagado) y que los valores de dichas variables se encuentran dentro de los rangos de diseño de la instalación.

3.2.2. Plantilla de variables

El siguiente paso es completar una plantilla de variables. Esta plantilla se crea por dos motivos. Por un lado, se pretende tener las lecturas de mayor interés agrupadas y por otro, se consigue facilitar el cálculo de nuevos parámetros como potencias o rendimientos a partir de los primeros. En la Tabla 3.1 se muestran los parámetros que debe contener cada plantilla de variables. Se recomienda ordenar dichos parámetros por columnas y utilizar una hoja de cálculo Microsoft Excel para cada día registrado.

Columna Excel	Nombre	Descripción	Tipo de dato*
A	Año Mes Día	Fecha en la que Rotártica registró el dato. Formato: aaaa/mm/dd	DR-R
B	Hora	Hora en la que Rotártica registró el dato	DR-R
C	Minuto	Minuto en el que Rotártica registró el dato	DR-R
D	Segundo	Segundo en el que Rotártica registró el dato	DR-R
E	Milésima	Milésima en la que Rotártica registró el dato	DR-R
F	Hora toma Rotártica	Hora completa en la que Rotártica registró el dato. Formato: hh:mm:ss	F
G	Nº Toma	Número de toma de datos	DR-R
H	$Q_{disipación}$	Caudal circulante por el grupo absorbedor/condensador	DR-R
I	$Q_{generador}$	Caudal circulante por el generador	DR-R
J	$Q_{fancoils}$	Caudal circulante por el evaporador	DR-R

K	T_{se}	Temperatura del agua a la salida del evaporador	DR-R
L	T_{ee}	Temperatura del agua a la entrada del evaporador	DR-R
M	T_{ea}	Temperatura del agua a la entrada del sistema disipativo (aerotermino o geotérmico)	DR-R
N	T_{sa}	Temperatura del agua a la salida del sistema disipativo (aerotermino o geotérmico)	DR-R
O	T_{eg}	Temperatura del agua a la entrada del generador	DR-R
P	T_{sg}	Temperatura del agua a la salida del generador	DR-R
Q	$W_{\text{generador}}$	Potencia intercambiada en el generador	F
R	$W_{\text{refrigeración}}$	Potencia intercambiada en el evaporador. Potencia útil	F
S	$W_{\text{disipación}}$	Potencia intercambiada en el grupo absorbedor/condensador	F
T	COP	Coeficiente de operación de Rotártica	F
U	Hora toma instalación	Hora completa en la que el autómata de Siemens registró el dato. Formato: hh:mm:ss	DR-S
V	Radiación	Radiación solar incidente ajustada con un factor de corrección de 1,16 para acercarse al valor real	DR-S
W	W_{solar}	Potencia solar incidente en los colectores	F
X	$Q_{\text{colectores}}$	Caudal circulante por los colectores	DR-S
Y	T_{sc}	Temperatura del fluido calo-portador a la salida de los colectores	DR-S
Z	T_{ec}	Temperatura del fluido calo-portador a la entrada de los colectores	DR-S
AA	$W_{\text{colectores}}$	Potencia solar captada en los colectores	F
AB	$\eta_{\text{colectores}}$	Rendimiento de los colectores	F
AC	SCOP	Coeficiente de operación solar	F
AD	q_{pozo}	Caudal circulante por el sistema disipativo geotérmico	DR-S
AE	SE-19	Temperatura de retorno al aljibe	DR-S
AF	SE-20	Temperatura antes de disipación por el terreno	DR-S
AG	SE-21	Temperatura caliente del intercambiador geotérmico	DR-S
AH	SE-22	Temperatura fría del intercambiador geotérmico	DR-S
AI	W_{terreno}	Potencia cedida al terreno	F

AJ	$W_{\text{geotérmico}}$	Potencia cedida total por el sistema geotérmico	F
AK	W_{pozo}	Potencia cedida al aljibe de agua	F

**DR-R=Dato Registrado-Rotártica. DR-S=Dato Registrado-Siemens. F=Fórmula*

Tabla 3.1 Plantilla de datos para hoja Excel

Existen algunas variables de la plantilla de datos que se obtienen a partir de fórmulas. Son estas:

- **Hora toma Rotártica:** De esta manera se tiene la hora de registro en una única celda.

$$\text{Hora toma Rotártica} = \frac{B}{24} + \frac{C}{24 * 60} + \frac{D}{24 * 60 * 60} \quad (3.1)$$

- **Potencias de Rotártica:** Asociadas a las variaciones de temperatura que sufre el agua que circula por cada uno de los tres circuitos de la enfriadora. Se ha considerado un valor constante del calor específico del agua de 4,18 kJ/kgK.

$$W_{\text{generador}} = q_{\text{generador}} * c_p * (T_{eg} - T_{sg}) \quad (3.2)$$

$$W_{\text{refrigeración}} = q_{\text{fancoils}} * c_p * (T_{ee} - T_{se}) \quad (3.3)$$

$$W_{\text{disipación}} = q_{\text{disipación}} * c_p * (T_{ea} - T_{sa}) \quad (3.4)$$

- **Coefficiente de operación:** Representa el rendimiento de la máquina de absorción. Se define como el cociente entre la potencia útil y la potencia aportada al ciclo de absorción. Se ha considerado un valor para la potencia eléctrica de 0,4 kW. Este valor representa la suma de todas las potencias nominales necesarias para accionar los aparatos eléctricos que hacen que la máquina de absorción funcione correctamente.

$$COP = \frac{W_{\text{refrigeración}}}{W_{\text{generador}} + W_{\text{eléctrica}}} \quad (3.5)$$

- **Potencia solar:** Energía por unidad de tiempo que incide sobre la superficie de los colectores solares. Tal y como se ha configurado en verano la instalación, el número de colectores solares (N_c) destinados a la refrigeración es de 15 con una superficie por colector (A_c) de 2,5 m².

$$W_{\text{solar}} = N_c * I * A_c \quad (3.6)$$

- **Potencia de los colectores:** Energía por unidad de tiempo captada por los colectores solares, a través del calentamiento del fluido calo-portador. Dicho

fluido es una mezcla de agua y Tyfocor HTL al 30%, el cual tiene un calor específico de 3,65 kJ/kgK para las temperaturas de trabajo.

$$W_{colectores} = q_{colectores} * c * (T_{sc} - T_{ec}) \quad (3.7)$$

- **Rendimiento de los colectores:** Definido como el cociente entre la potencia captada por los colectores solares y la incidente sobre los mismos.

$$\eta_c = \frac{W_{colectores}}{W_{solar}} \quad (3.8)$$

- **Coeficiente de operación solar:** Representa el rendimiento de la máquina de absorción respecto a la potencia solar disponible.

$$SCOP = \eta_c * COP = \frac{W_{refrigeración}}{W_{solar}} \quad (3.9)$$

- **Potencias del sistema geotérmico:** Representan la potencia cedida al entorno en el intercambiador geotérmico horizontal ($W_{terreno}$), la potencia absorbida por el aljibe de agua (W_{pozo}) y la potencia cedida total ($W_{geotérmico}$).

$$W_{terreno} = q_{pozo} * c_p * (SE20 - SE19) \quad (3.10)$$

$$W_{geotérmico} = q_{pozo} * c_p * (SE21 - SE22) \quad (3.11)$$

$$W_{pozo} = W_{geotérmico} - W_{terreno} \quad (3.12)$$

En caso de que la instalación este utilizando el aerotermo como sistema disipativo, las 8 últimas columnas de la Tabla 3.1 pueden ser eliminadas puesto que todas ellas corresponden a variables pertenecientes al sistema geotérmico.

3.2.3. Determinación del periodo estacionario

Se dice que un sistema entra en un régimen estacionario cuando las características del mismo no varían o lo hacen dentro de un umbral previamente definido y relativamente estrecho. La instalación que se está analizando no tiene un funcionamiento continuo ya que según la oferta solar, esta arranca o se apaga. Para poder analizar el funcionamiento nominal de máquina de absorción es necesario establecer un periodo estacionario dentro del cual, las variables que gobiernan el sistema no sufran variaciones significativas.

Dicho periodo se establece a partir de la temperatura de salida del evaporador que es la que presenta un desarrollo más estable a lo largo de día. El proceso de cálculo es el siguiente:

- Se toma para cada día de estudio la lectura más baja de T_{se}

$$(T_{se})_{\min}$$

- Se le aplica un coeficiente de corrección del 5%:

$$1,05 * (T_{se})_{\min}$$

- Se determina un intervalo respecto a este último valor con una amplitud de $\pm 5\%$:

$$\{1,05 * 1,05 * (T_{se})_{\min} ; 0,95 * 1,05 * (T_{se})_{\min}\}$$

El tiempo durante el cual T_{se} se encuentra dentro del intervalo definido se considera parte del periodo estacionario. Seguidamente se debe proceder a calcular los valores medios “estacionarios” para cada una de las variables de la plantilla de datos. Dichos valores serán de gran utilidad en el posterior análisis de los resultados, ya que sintetizan cómo funciona la instalación en un día determinado.

3.2.4. Realización de gráficos

Para analizar cantidades grandes de datos, lo más adecuado es representarlos de forma gráfica. A continuación se exponen los diferentes tipos de gráficos que se pueden construir.

Gráfico TIPO 1

Es la representación gráfica de una única variable frente al tiempo para todos y cada uno de los días de estudio. El eje de abscisas deberá por tanto cubrir todo el espectro de horas de funcionamiento de la instalación a lo largo del día; generalmente entre las 10:00 y las 22:00 horas. De esta manera se construye un gráfico en el que se puede observar qué variaciones se producen en cada variable para los diferentes días estudiados.

Las variables a representar en este tipo de gráficos son:

- Caudales de generador, disipación y fancoils
- T_{eg} , T_{sg} , T_{ea} , T_{sa} , T_{ee} , T_{se}
- Potencias intercambiadas en generador, evaporador y grupo absorbedor/condensador
- Radiación solar
- COP

Gráfico TIPO 2

Para cada día de estudio se realizan tres gráficos:

- Los caudales de generador, disipación y fancoils frente al tiempo
- Las temperaturas T_{eg} , T_{sg} , T_{ea} , T_{sa} , T_{ee} , T_{se} y la radiación solar frente al tiempo

- El COP y las potencias intercambiadas en generador, evaporador y grupo absorbedor/condensador frente al tiempo.

Con este tipo de gráfico se puede analizar cómo evoluciona un conjunto de variables a lo largo de un día determinado.

Gráfico TIPO 3

Los gráficos de TIPO 3 se construyen de la misma manera que los gráficos de TIPO 1 con una única diferencia. Esta vez sólo se representan los datos correspondientes al periodo estacionario.

Gráfico TIPO 4

Este tipo de gráfico sirve para analizar la dependencia existente entre dos variables. Para construirlo hay que representar los valores medios estacionarios de una variable frente a los de la otra. De esta manera, cada día estará representando por un punto en el gráfico.

En lugar de un gráfico TIPO 4, se puede construir una variante del mismo representando de forma tridimensional tres variables para observar las dependencias existentes entre ellas. Su análisis puede llevarse a cabo, aunque requiere una visión espacial mayor que la necesaria para analizar un gráfico bidimensional.

3.3. Análisis y conclusiones

El objetivo final de representar las lecturas registradas es analizar y comparar los diferentes funcionamientos que ha presentado la instalación. Gracias al análisis de los gráficos, se pueden observar las diferentes dependencias existentes entre variables, así como determinar su importancia dentro del funcionamiento global de la instalación. Se pueden obtener también líneas de tendencia o correlaciones empíricas entre variables.

Para realizar un estudio completo es conveniente obtener una serie de conclusiones que traten de sintetizar todo lo anterior. Estas conclusiones deben contener las ideas principales que se han ido desarrollando durante el análisis. Gracias a ellas, el futuro lector del estudio podrá entender mejor el trabajo realizado y particularizando en nuestro caso podrá entender mejor el funcionamiento de un ciclo de absorción y su aplicación dentro del campo de la refrigeración solar.

4. Puesta a punto de la instalación

4.1. Comprobación del funcionamiento de las sondas

La instalación objeto de análisis es de carácter experimental y por ello para el correcto desarrollo del proyecto, las temperaturas y caudales que hay en la instalación deben ser registradas con la mayor precisión posible. Por esta razón, cada sonda de la instalación debe dar una lectura precisa de aquello que este midiendo. En caso contrario, dicha sonda debería ser sustituida por otra nueva, con objeto de obtener datos reales del funcionamiento de la instalación.

Debido a esto, durante la primera semana de Julio de 2011 se comprobó el correcto funcionamiento de aquellas sondas que se consideraron más relevantes en la instalación. La comprobación se hizo mediante la comparación de las lecturas de cada sonda con las medidas realizadas in-situ con un multímetro digital de la marca Fluke, modelo 179. Dicho multímetro presenta una precisión de $\pm 1\%$. Las sondas son del tipo NTC, es decir, basan su lectura en la variación de la resistividad de un semiconductor. Las características más relevantes de las sondas, así como la hoja de especificaciones del multímetro se pueden consultar en el Anexo B.

Las gráficas de los datos recogidos para estas comprobaciones se pueden consultar también en el citado anexo, y determinan lo siguiente:

- La desviación media obtenida entre todas las mediciones de sonda y multímetro es de 0,95 °C.
- Las dos sondas en las que más desviación se ha encontrado entre las dos lecturas son la SE-19 y la SC-04 con 1,4 °C y 1,9 °C de desviación máxima respectivamente.

Las desviaciones encontradas pueden deberse a diferentes factores:

- Las medidas obtenidas con el multímetro se realizan sobre las tuberías y no sobre la propia corriente de fluido como lo hace la sonda. Esto hace que en muchas ocasiones con el multímetro se obtengan medidas a la baja.
- También se ha podido cometer alguna desviación dado que no todas las tuberías eran igual de accesibles; algunas se encuentra bajo arquetas o están entre tuberías a más de 80 °C...
- Tanto las sondas SE como el multímetro tienen una resolución de 0,1 °C mientras que las sondas SC vuelcan a los ficheros temperaturas con resolución de 1 °C. Eso puede dar lugar también a mayores diferencias entre multímetro y sondas SC.

Tras analizar las mediciones efectuadas, se consideró el no sustituir ninguna de las sondas y continuar trabajando con la instrumentación ya instalada puesto las diferencias obtenidas se encontraban dentro de rangos razonables.

4.2. Otros ajustes

Durante alguno de los primeros días del mes de Julio se vino observando que la máquina de absorción no arrancaba. Tras un análisis exhaustivo del circuito hidráulico y de su regulación, se detectó un problema proveniente de la electroválvula V3-09 (Figura 4.1). Esta electroválvula, que es la encargada de conducir el agua caliente del circuito secundario o bien a la enfriadora o bien al acumulador, se quedaba atascada en la posición “A acumulador”. Se procedió a desmontar la misma y direccionarla hacia Rotártica de forma manual. Dado el carácter experimental de la instalación, no es un problema que la electroválvula esté anclada de forma manual, ya que lo que interesa para el desarrollo del proyecto no es el funcionamiento de la máquina con el uso del acumulador.



Figura 4.1 Electroválvula V3-09 (Circuito secundario)

Otra de las tareas previas que se hizo durante los primeros días de funcionamiento de la instalación de refrigeración solar fue el comprobar si se producían fugas. Uno de los indicios era la pérdida de presión que se producía en el circuito secundario. Se utilizó una cámara termográfica para observar aquellos tramos de la tubería rodeados con aislante. Se encontraron dos fugas, las cuales el servicio técnico del SAD solucionó con posterioridad.

La instalación seguía perdiendo presión. La causa era un purgador situado en la azotea del edificio por el cual salía bastante agua. Se procedió a sustituir dicho purgador y a partir de entonces la instalación dejó de perder presión de forma significativa.

Durante el periodo de funcionamiento de la instalación, se observó que la máquina se bloqueaba dando error de vibración. Esta situación se produce cuando el sensor de vibración que Rotártica tiene instalado en el tambor de la enfriadora supera un valor umbral de 3mm/s. Se pensó que la máquina se bloqueaba por que los caudales que circulaban por el tambor no estaban equilibrados, y por tanto ese desequilibrio provocaba un exceso de vibración en el eje. Para solucionar el problema se procedió a regular los caudales que circulaban por la máquina mediante la estrangulación de válvulas aguas arriba de la enfriadora. Tras el reajuste de los caudales se solucionó el problema de la vibración.

5. Análisis de la instalación

5.1. Introducción

Durante los meses de Julio y Agosto de 2011 la instalación de refrigeración solar estuvo en funcionamiento. En este periodo se realizó un seguimiento de la instalación a la vez que se obtuvieron los registros de las variables que gobiernan el sistema. Por problemas técnicos, no se obtuvo un número amplio de días con posibilidad de estudio durante el periodo estacionario.

La principal meta del presente apartado es la de comparar los días válidos obtenidos en 2011 con los de años anteriores (2007, 2008 y 2009). Como se verá a continuación, se han obtenido unos resultados, parcialmente diferentes a los de otros veranos.

5.2. Comparativa del funcionamiento de la instalación en 2011 con años anteriores

Para poder realizar la comparativa, se irán mostrando un conjunto de gráficos de TIPO 4. En todos ellos se ha realizado una diferenciación según el sistema de disipación utilizado, pudiendo darse los siguientes casos:

- Sistema de disipación con aerotermo
- Sistema de disipación geotérmico con 49 l/min de caudal de pozo
- Sistema de disipación geotérmico con 95 l/min de caudal de pozo

5.2.1. Caudales

En 2011, el sistema de disipación utilizado fue el geotérmico con un caudal de pozo de 95 l/min. Durante parte del verano de 2009, también se utilizó este sistema de evacuación de calor. La lógica invita a comparar los nuevos datos, con los obtenidos en 2009 para el mismo sistema de disipación. No obstante, hay que tener en cuenta que los tres caudales de agua de la enfriadora difieren de un año para otro.

En la siguiente tabla se recogen los caudales medios para aquellos días en los que se usó el mismo sistema de refrigeración (geotérmica 95 l/min).

Año	Q _{disipación} (l/min)	Q _{generador} (l/min)	Q _{fancoils} (l/min)
2009	33,373	17,258	21,178
2011	27,530	16,187	22,784

Tabla 5.1 Caudales de Rotártica con disipación geotérmica 95 l/min. Valores medios

La instalación que se está estudiando no es un banco de pruebas en el cual se mantienen constantes los parámetros de la instalación que se consideran oportunos, variando únicamente las variables que interesa estudiar. Al tratarse de una instalación real, el comportamiento de la misma y el de todos sus parámetros varía casi diariamente. Es por ello que a la hora de analizar la instalación no se debe estudiar una pareja de variables de forma individual y obviar el resto de parámetros. Por ello, a partir de ahora, habrá que tener en cuenta las siguientes consideraciones acerca de los caudales:

- El caudal de disipación es un 17,3% menor que hace dos años.
- El caudal del generador también ha disminuido aunque no de manera tan notoria como el de disipación, tan sólo un 6,2%.
- El caudal de refrigeración es el único que ha aumentado en un 7,6%.

5.2.2. COP vs W disipación

En la Figura 5.1 se representa la dependencia existente entre COP de nuestra máquina y la potencia que se disipa en el ciclo de absorción. Se muestra la evidencia de que el COP de la máquina depende en gran medida de la cantidad de calor que nuestro sistema disipativo sea capaz de evacuar. A mayor calor disipado al entorno, mejor COP se obtiene de la máquina enfriadora, tanto para el sistema de disipación con aerotermo como para el sistema de disipación geotérmico.

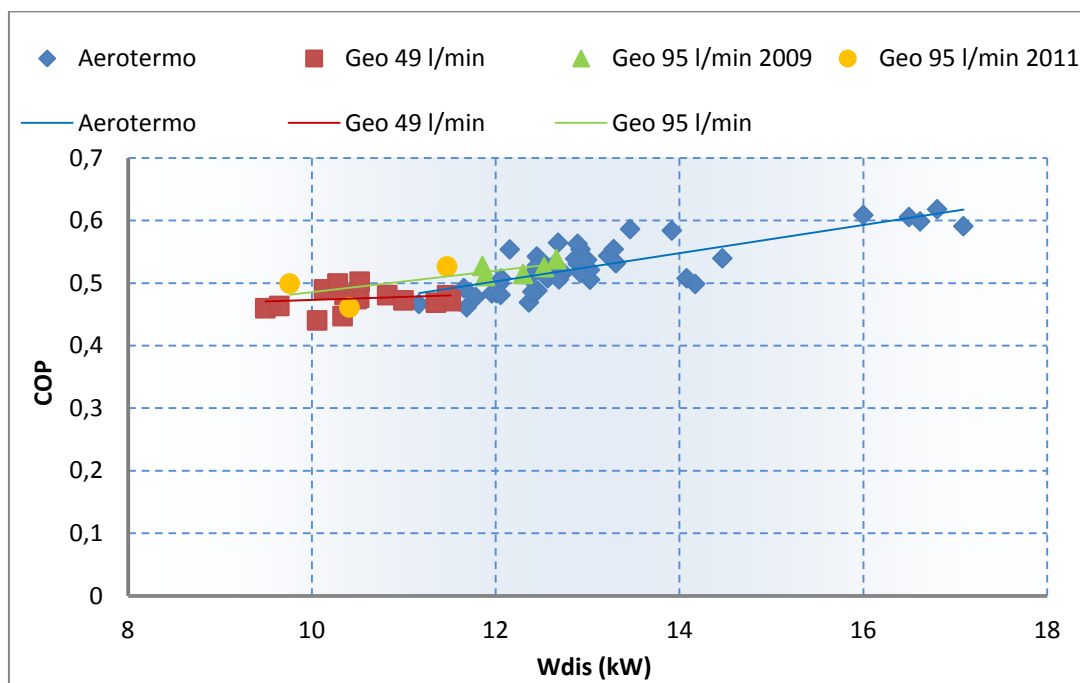


Figura 5.1 Valores estacionarios del COP frente a la potencia de disipación

Comparando los registros de 2009 y 2011 para el mismo sistema de disipación (geotérmico 95 l/min), podemos concluir lo siguiente:

- Los niveles de potencia obtenidos en el último periodo estival son notablemente inferiores. Se puede encontrar una explicación a este resultado, basándose en los datos registrados. Durante ambos veranos, el salto de temperaturas que tuvo lugar en el grupo absorbedor/condensador fue muy similar, rondando los 5.4 °C. Sin embargo, como ya se ha comentado, el caudal de disipación en 2011 fue un 17,3% menor. Ante la misma variación de temperaturas, se alcanzará mayor nivel de potencia cuando más caudal circule por el circuito de disipación; en nuestro caso en 2009.
- A pesar de obtener niveles de potencia diferentes, la línea verde muestra como los COP's obtenidos durante ambos veranos siguen la misma tendencia. A mayor capacidad disipativa, mayor rendimiento se obtiene de la máquina enfriadora.

5.2.3. COP vs W refrigeración

En la Figura 5.2 se encuentra representado el COP de la instalación frente a la potencia de refrigeración. De antemano cabe esperar que el COP aumente con la energía intercambiada en el evaporador, puesto que ambas variables son directamente proporcionales según la definición del COP:

$$COP = \frac{W_{refrigeración}}{W_{generador} + W_{eléctrica}} \quad (5.1)$$

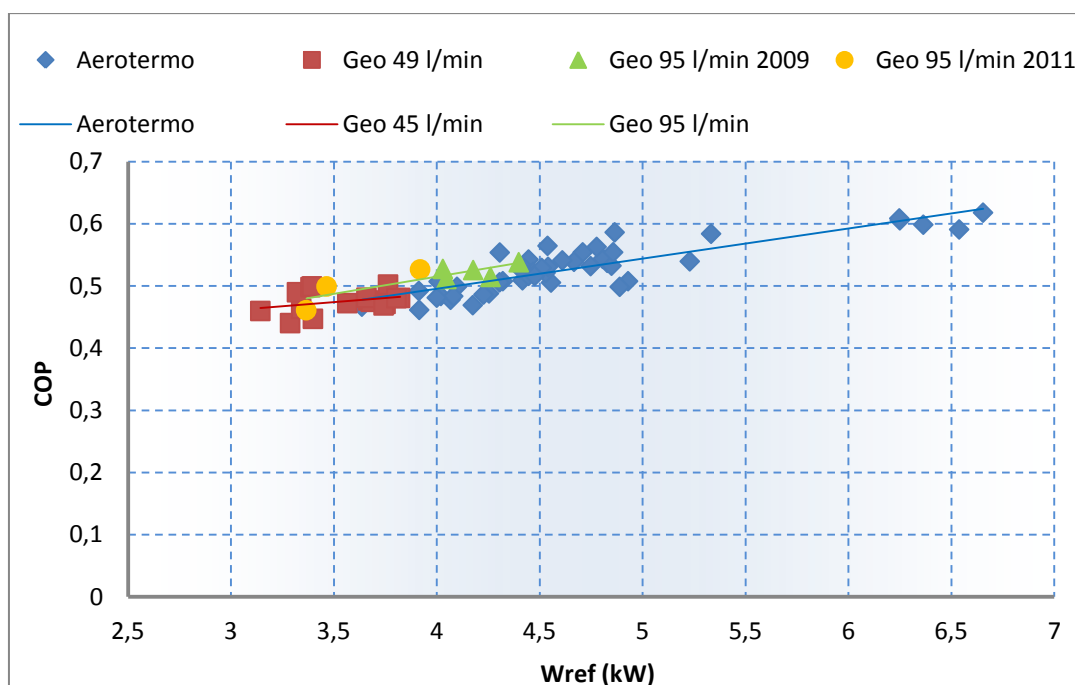


Figura 5.2 Valores estacionarios del COP frente a la potencia de refrigeración

La tendencia es la misma para los tres sistemas de refrigeración. Focalizando la atención en el sistema de disipación geotérmico (95 l/min), se puede observar lo

siguiente. Nuevamente, los datos obtenidos en 2009 y 2011 están alineados y sin mucha dispersión con respecto a su línea de tendencia (línea verde). Y de nuevo son los datos de este último año los que presentan niveles de potencia inferiores, más propios de un caudal de pozo de 49 l/min.

No por haber un 7,6% más de caudal en el circuito de fancoils en 2011, la potencia intercambiada en el evaporador va a aumentar con respecto a la de 2009. Sería de esta manera en el supuesto que los caudales de generador y disipación también hubieran acompañado esta tendencia, es decir hubieran crecido de la misma manera. Al haber tenido menor caudal de generador se ha perdido parte del calor que acciona el ciclo de absorción y al tener también menor caudal de disipación no somos capaces de evacuar la misma potencia. Por estas razones el ciclo de absorción en 2011 no funciona a los niveles de potencia de 2009.

Consecuencia de esto es que la diferencia de temperaturas existente entre la entrada y salida del evaporador ha disminuido este último año para compensar el efecto de aumento de caudal.

5.2.4. W refrigeración vs W generador

En la Figura 5.3 se representa la potencia útil de refrigeración frente a la potencia intercambiada en el generador.

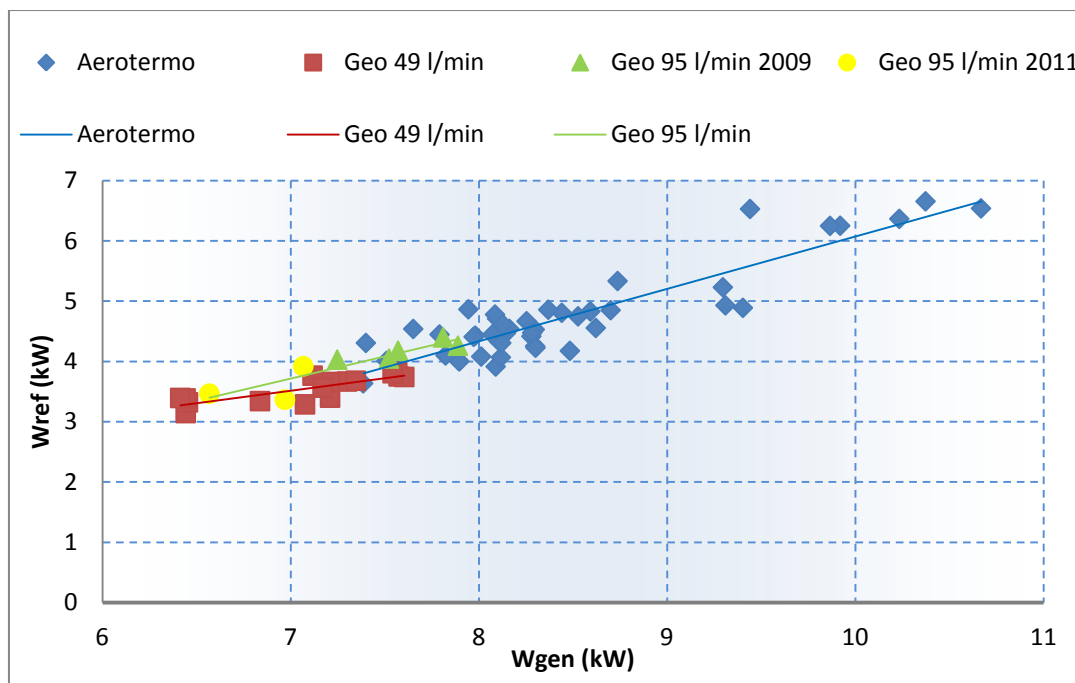


Figura 5.3 Valores estacionarios de la potencia de refrigeración frente a la potencia del generador

El propósito de este apartado es el de destacar la importancia que la potencia del generador tiene en el resultado último de la instalación, que es la producción de frío.

En apartados anteriores se ha hecho hincapié en el papel que la evacuación de calor tiene en el rendimiento de la máquina. Pero lógicamente, si no se está aportando energía a través del circuito secundario es irrelevante que el sistema de evacuación de calor esté capacitado para disipar al entorno grandes cantidades de energía.

Dicho esto, la relación existente entre ambas variables es la misma para los distintos sistemas de disipación. Cuanto mayor es la potencia proveniente del campo de colectores solares, más frío se estará produciendo en el ciclo de absorción. Valores por encima de la línea de tendencia, corresponden con aquellos días en los cuales se disipó mayor cantidad de calor. Mientras que valores por debajo, corresponden con aquellos días en los cuales la disipación de energía al entorno se produjo con mayor dificultad.

Centrando la atención en el sistema de disipación geotérmico (95 l/min), se observa cómo los valores de este último año están en niveles inferiores de potencia, por haber trabajado con caudales menores que los de diseño. A pesar de esto, nuevamente los datos de 2009 y 2011 están alineados y siguiendo la misma línea de tendencia.

5.2.5. COP vs T^a ambiente

En la Figura 5.4 está representada la dependencia existente entre el COP de la enfriadora y la temperatura ambiente exterior. En este caso, es necesario realizar un análisis diferente según el sistema de disipación utilizado.

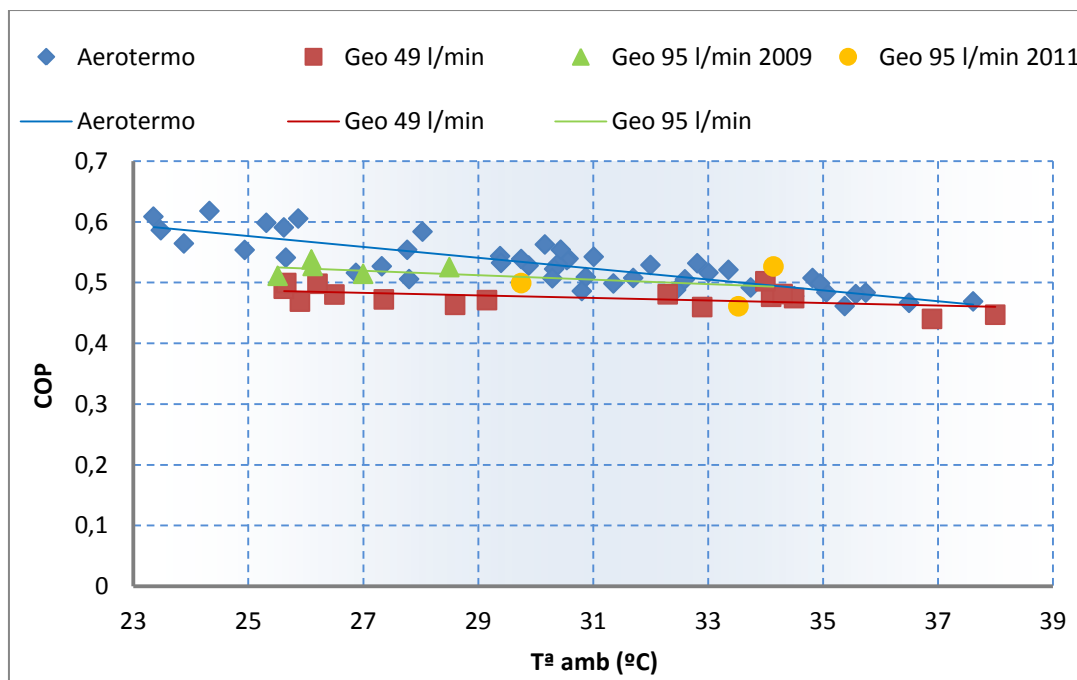


Figura 5.4 Valores estacionarios del COP frente a la temperatura ambiente

- **Sistema de disipación con aerotermo:** Una temperatura ambiente elevada penaliza el funcionamiento de la enfriadora y por ende el COP de la misma.

Este sistema, se hace circular el aire exterior por el aerotermo. Este aire es el encargado de absorber la potencia de disipación. Cuanto más caluroso sea el día, mayor será la temperatura del foco frío y por tanto menor potencia se podrá evacuar al exterior, repercutiendo negativamente en el COP de la máquina.

- **Sistema de disipación geotérmico:** La temperatura ambiente es una variable que no afecta al COP de la enfriadora, obteniéndose unas líneas de tendencia (roja y verde) prácticamente horizontales. Este comportamiento se explica razonando de la misma manera que antes. El fluido que absorbe el calor a evacuar, es el agua procedente del aljibe. Las oscilaciones de la temperatura del aljibe no dependen de la temperatura ambiente, ya que es un medio prácticamente isoterma. Por tanto, variaciones en la temperatura ambiente exterior no modifican la capacidad disipativa del sistema y por tanto tampoco repercuten en el rendimiento de la máquina de absorción.

El contar con un sistema híbrido de disipación ofrece a la instalación la posibilidad de mantener un COP elevado, independientemente de la temperatura ambiente exterior. En otras palabras, para conseguir rendimientos elevados, dependiendo de la temperatura ambiente exterior, la instalación utilizará un sistema de disipación u otro.

Tal y como se observa en la Figura 5.4, la utilización del sistema geotérmico (49 l/min) sólo estaría justificada frente al sistema con aerotermo cuando la temperatura ambiente exterior se situase por encima de los 38 °C, algo excepcional en verano.

Sin embargo, si el caudal de pozo es de 95 l/min sí que es posible la alternancia de ambos sistemas de disipación. Existirá una temperatura ambiente de referencia, en función de la cual, se utilizará un sistema u otro. La forma de obtener dicho valor de referencia es calculando dónde está la intersección entre las dos líneas de tendencia correspondientes a los dos sistemas disipativos.

Durante el año 2009 se trabajó con el sistema geotérmico (95 l/min) y bajo condiciones de diseño en cuanto a caudal y potencia. Con estos resultados se llegó a la conclusión de que la temperatura ambiente de referencia era de 28 °C. Por encima de esta temperatura, el sistema disipativo geotérmico proporcionaba mejores rendimientos que el aerotermo.

Como se viene remarcando, durante el año 2011 se trabajó con el sistema geotérmico (95 l/min) pero por debajo de las condiciones de diseño en cuanto a caudal y potencia. Si recalculamos el valor de referencia, incluyendo los nuevos datos de 2011, éste se sitúa ahora en los 34 °C. Nuevamente, por encima de esta temperatura, el sistema disipativo geotérmico proporciona mejores rendimientos que el aerotermo.

Pensando en futuras aplicaciones, se puede prever que éstas no siempre funcionen en condiciones de diseño. Por otro lado, tampoco es recomendable trabajar por debajo

de dichas condiciones. Por todo ello, se ha estimado definir la temperatura ambiente exterior de referencia en 30 °C; valor situado entre los dos calculados anteriormente. A partir de este valor, se puede optimizar el control de la instalación para que el autómatas derive el agua proveniente del grupo absorbedor/condensador a uno u otro sistema de disipación, en función de si la temperatura ambiente está por encima o por debajo del valor de referencia.

5.2.6. COP vs T_{eg}

La Figura 5.5 muestra la relación existente entre el COP de Rotártica y la temperatura de entrada al generador (T_{eg}). Al igual que antes, es necesario realizar un análisis diferente dependiendo del sistema de disipación utilizado.

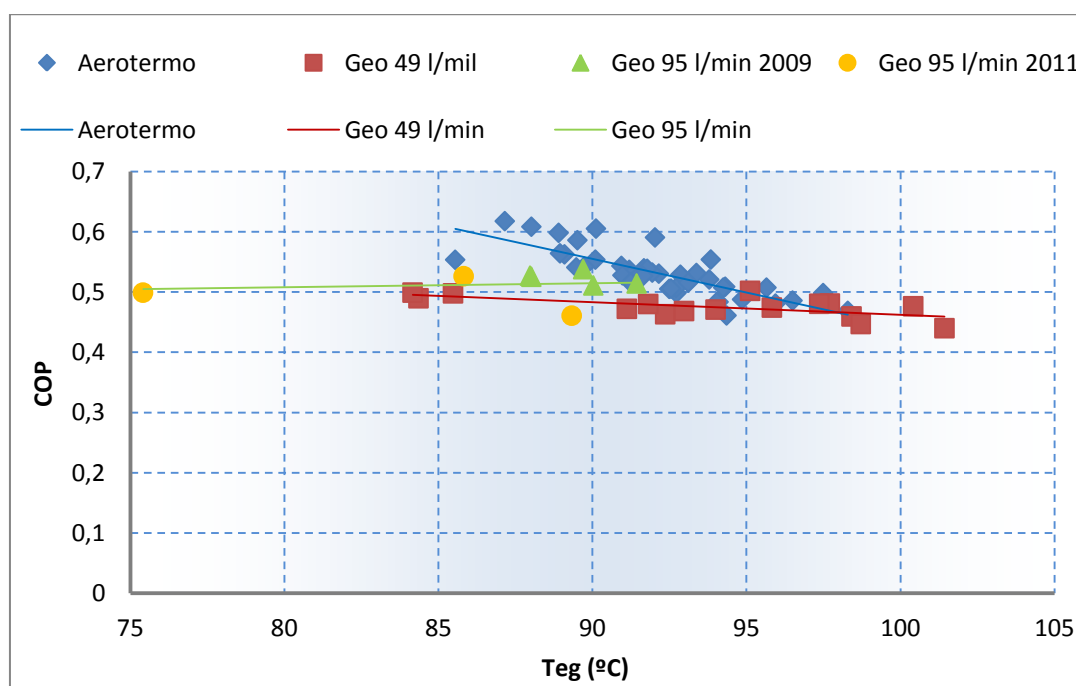


Figura 5.5 Valores estacionarios del COP frente a la temperatura de entrada al generador

- Sistema de disipación con aerotermo:** En el gráfico se observa que una T_{eg} elevada penaliza el COP de la máquina. Para explicar este comportamiento nuevamente hay que hacer mención al efecto de la temperatura ambiente exterior. Los días más calurosos y con mayor oferta solar favorecen la obtención de valores altos de T_{eg} pero como ya se ha visto, también repercuten negativamente en la capacidad disipativa del sistema, por utilizar el aire exterior como medio de evacuación de calor. Son dos fenómenos contrapuestos. Por un lado, la energía solar captada disponible para accionar el ciclo es mayor, pero por otro aparecen mayores dificultades en la disipación de calor. Sin embargo es más significativo el efecto que la temperatura ambiente

tiene sobre el COP que el que tiene Teg, vista la tendencia de los datos obtenidos con aerotermo (Figura 5.5).

- **Sistema de disipación geotérmico:** No se observan variaciones en el rendimiento de Rotártica producidas por variaciones en T_{eg} . De nuevo, las líneas de tendencia (roja y verde) son prácticamente horizontales. En días calurosos se registran valores elevados de temperatura ambiente y T_{eg} .
 - Aumentos en la temperatura ambiente no afectan a la capacidad disipativa del sistema y por ende, tampoco afectan al COP.
 - Aumentos de T_{eg} no producen mejoras en el COP. Simplemente se pasa a trabajar en niveles de potencia superiores; manteniendo un COP estable.

5.2.7. Caudal de pozo. 49 l/min vs 95 l/min

Como ya se ha comentado en apartados anteriores, en 2009 se instaló un sistema de disipación geotérmico, que sumado al aerotermo presente en la instalación, dotó a ésta de un sistema disipativo híbrido. La descripción de esta ampliación de la instalación se encuentra más detalladamente en el apartado 2.3 del presente proyecto.

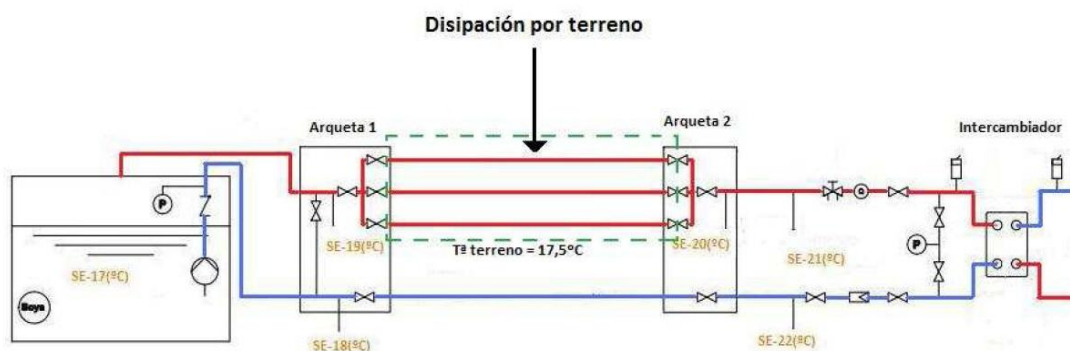


Figura 5.6 Esquema del sistema de disipación geotérmico

En resumidas cuentas, el sistema disipativo geotérmico funciona de la siguiente manera. Parte de la transferencia del calor proveniente de la enfriadora al entorno se produce en la tubería triple subterránea, donde el calor se disipa por el terreno. El calor que no se evacua en dicha tubería lo absorbe el aljibe de agua en forma de un caudal de retorno a una temperatura superior a la del pozo. Las lecturas obtenidas con las sondas de temperatura instaladas quedan reflejadas en la Tabla 5.2.

Caudal de pozo	SE-19 (°C)	SE-20 (°C)	SE-21 (°C)	SE-22 (°C)
49 l/min	27,25	28,60	28,27	25,03
95 l/min	26,48	27,49	26,55	24,72

Tabla 5.2 Lecturas de las temperaturas del sistema geotérmico. Valores medios

Con estos valores se pueden realizar los cálculos para ver cuánto calor ha sido cedido al terreno y cuánto al aljibe de agua. Nuevamente la potencia se calcula en función del caudal y la variación de temperaturas. Por ejemplo, el calor cedido al terreno se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$Q_{\text{terreno}} = \dot{m}_{\text{pozo}} * C_{p_{\text{agua}}} * (SE20 - SE19) \quad (5.2)$$

La Tabla 5.3 contiene el resumen de los cálculos realizados.

Caudal de pozo	Q terreno (kW)	Q pozo (kW)	Q total (kW)	Q terreno (%)	Q pozo (%)
49 l/min	4,59	6,50	11,09	41,39%	58,61%
95 l/min	6,69	5,53	12,21	55,01%	44,99%

Tabla 5.3 Calor disipado por el sistema geotérmico. Valores medios

Tras el análisis de los datos se pueden sacar las siguientes observaciones:

- El calor disipado total es mayor si circula un caudal de pozo de 95 l/min que circulando un caudal de 49 l/min. Hay que remarcar el hecho de que los niveles de potencia de la enfriadora del año 2011 fueron inferiores a los del año 2009 para el mismo caudal de pozo (95 l/min) y ello ha hecho que el dato de los 12,21 kW se haya visto penalizado. Pese a ello, se sigue viendo la diferencia en la capacidad de evacuación de calor del sistema según el caudal de pozo utilizado.
- Respecto al reparto de evacuación de calor entre terreno y aljibe es preferible trabajar con porcentajes que con valores absolutos, ya que estos dan una idea más directa. El porcentaje de calor transferido al terreno aumenta si el caudal de pozo es mayor. Hay que tener en cuenta que además del aumento de % reflejado en los datos de la Tabla 5.3, se ha aumentado el calor disipado total. Es decir que con el caudal de pozo de 95 l/min se está consiguiendo un aumento en la cuota de calor cedido al terreno sobre un calor total que ya de por sí está aumentando. Por tanto el crecimiento neto es mayor del reflejado por los porcentajes.

A la vista de los resultados queda clara la idea de que un caudal de pozo mayor es beneficioso no sólo por aumentar la capacidad disipativa del sistema, sino por aumentar también el tanto por ciento de calor que se evacua a través del terreno. Un caudal de pozo mayor eleva el coeficiente de convección en el interior de la tubería, mejorando la transferencia de calor al terreno. Además, es preferible evacuar el calor al terreno que es un medio lo suficientemente grande como para considerarse isoterma que evacuarlo en el aljibe, que pese a considerarse un medio también isoterma puede darse el caso de que el nivel de agua sea lo suficientemente bajo como para que la circulación de caudal disipativo pueda hacer aumentar la temperatura del aljibe algún grado.

5.2.8. W refrigeración vs W disipación vs W generador

En este apartado se estudia, a partir de un gráfico tridimensional, la relación existente entre las potencias de generación, disipación y refrigeración. Pese a que observar una gráfica tridimensional como la de la Figura 5.7 en un soporte 2D no es lo más idóneo, en ella se intuye en qué parte del espacio se encuentra la nube de puntos. Todos ellos tienden a estar en torno a la diagonal del cubo representado en el gráfico.

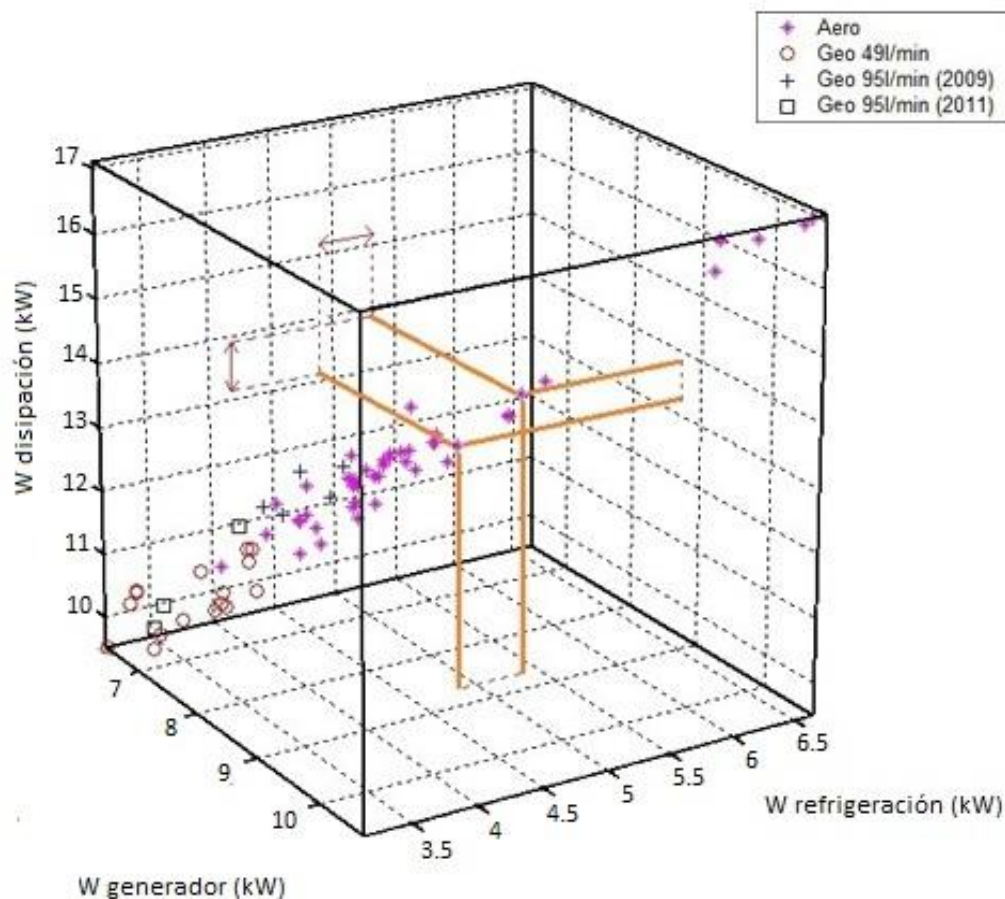


Figura 5.7 Valores estacionarios de la potencia de refrigeración frente a las potencias de disipación y generador

En la figura se han marcado dos días, en los cuales se alcanzó una potencia en el generador muy similar, mientras que la cantidad de calor disipada no fue la misma. Esto repercutió de manera directa en la potencia de refrigeración, penalizando el día en el que se disipó menor potencia. En la Tabla 5.2 se recogen los valores registrados para este par de puntos:

Día	$W_{\text{generador}}$ (kW)	$W_{\text{disipación}}$ (kW)	$W_{\text{refrigeración}}$ (kW)
27/06/2008	8,71	13,92	5,33
08/08/2008	8,70	13,30	4,85

Tabla 5.4 Potencias de los días marcados en el ejemplo

El fin último de la máquina enfriadora es el de obtener una corriente de agua fría y este resultado se refleja en la potencia de refrigeración. Tanto en la gráfica como en la tabla se observa cómo para producir esta potencia, es necesario no sólo aportar energía al generador sino también ser capaz de evacuar calor del absorbedor y del condensador. Si no existe un equilibrio entre estas dos condiciones, la potencia de refrigeración se verá afectada.

Por tanto, para tener una mayor capacidad refrigerativa se pueden implantar mejoras en ambos circuitos; generación y disipación. La generación depende principalmente de una variable meteorológica como es la oferta solar y por tanto el margen de maniobra es más estrecho. No obstante, si se pueden llevar a cabo algunas mejoras en la actual instalación.

- Aislar térmicamente todos los elementos y tuberías de los circuitos primario y secundario. En la actualidad existen tramos de tubería sin cubrir con aislamiento. De esta manera se evitarían pérdidas de calor durante el transporte energético. Mencionar que con el funcionamiento actual de la instalación, al generador de la enfriadora sólo llega un 73,04% de la energía captada por el fluido calo-portador en los colectores.
- Limpiar regularmente la superficie de los colectores solares para aumentar el rendimiento de los mismos.

Donde más margen de maniobra se tiene es en el circuito de disipación. A continuación se describen algunas medidas que pueden mejorar dicho sistema.

- Aumentar el caudal de pozo, realizando un estudio de sensibilidad. Se ha demostrado que pasar de 49 l/min a 95 l/min supone un aumento en la capacidad disipativa del sistema. El objetivo del estudio de sensibilidad sería por tanto, determinar el caudal máximo a partir del cual, un aumento en el mismo no se traduce en un aumento en la potencia de disipación. De esta manera se obtendría el caudal de pozo óptimo para la instalación.
- Revisar el circuito de disipación, incluido vaciado y posterior llenado, con objeto de obtener un caudal más elevado circulando por Rotártica. Durante este último año se ha trabajado con un caudal de disipación cercano al mínimo marcado por el fabricante (25 l/min), muy lejos del caudal de diseño (33l/min).
- Sustituir el intercambiador de calor del circuito geotérmico por uno más grande. El intercambiador instalado actualmente puede afectar a la capacidad disipativa del sistema ya que su potencia nominal es cercana a la potencia de disipación con la que se está trabajando.

5.3. Conclusiones

Problemática de una instalación real

La instalación que se está estudiando no es un banco de pruebas en el que se pueda fijar el valor de las variables que se consideren oportunas. Las variables que gobiernan la instalación varían diariamente. Esto complica el análisis de los resultados, ya que es necesario realizarlo de manera global, poniendo especial atención en las comparaciones realizadas.

Disminución de los caudales durante el último año

Durante 2011 la instalación de refrigeración solar trabajó con el sistema disipativo geotérmico y un caudal de pozo de 95 l/min. Durante ese periodo los caudales de la enfriadora estuvieron por debajo de las condiciones de diseño. Esta es la principal razón por la que los niveles de potencia intercambiada en los tres circuitos de la enfriadora estuvieron por debajo de lo esperado, si comparamos con los resultados del año 2009.

Importancia del equilibrio entre las potencias intercambiadas en Rotártica

Las tres potencias intercambiadas en el ciclo de absorción deben estar en equilibrio para que el funcionamiento de la máquina no se vea afectado. Si existe un nivel suficiente de energía solar captada pero no se consigue disipar el calor generado al entorno, la potencia de refrigeración se verá afectada. De la misma manera, si la capacidad disipativa del sistema es suficiente pero no hay una oferta solar estable, la potencia útil de refrigeración se verá también penalizada.

COP de Rotártica

Se han presentado una serie de gráficos TIPO 4 donde se observan las relaciones que alguna de las variables más relevantes en la instalación tienen sobre el COP de Rotártica. Para el sistema de disipación geotérmico con caudal de pozo de 95 l/min se han obtenido las siguientes correlaciones:

$$COP = 0,0172 * W_{dis} + 0,3133 \quad (5.3)$$

$$COP = 0,0554 * W_{ref} + 0,2938 \quad (5.4)$$

$$COP = -0,0037 * T_{amb} + 0,6183 \quad (5.5)$$

$$COP = 0,0007 * T_{eg} + 0,4551 \quad (5.6)$$

En ellas se comprueba la poca influencia que T_{amb} o T_{eg} tienen sobre el rendimiento de la enfriadora vista la pendiente calculada de las rectas.

Margen de maniobra amplio en disipación

La potencia intercambiada en el generador depende mayoritariamente de la oferta solar disponible, eventualidad sobre la cual no podemos actuar. Por el contrario, en el circuito de disipación sí que existe mayor posibilidad de maniobra. Empezando por la elección del tipo de sistema disipativo a utilizar.

Con aerotermo, el funcionamiento depende fuertemente de la temperatura ambiente exterior. Con sistema geotérmico, se establece un punto de operación independiente de la temperatura ambiente. Dependiendo de la temperatura exterior se recomienda la utilización de un sistema de disipación u otro. En un principio y partiendo de los datos obtenidos, se ha estimado que la temperatura ambiente que marca la frontera entre la utilización de uno u otro sistema de disipación sea de 30 °C. Se propone continuar con la obtención de datos en años posteriores con objeto de obtener dicho valor con mayor precisión.

Otro posible estudio posterior es el de implementar la instalación para que el autómatas derive el agua de disipación a uno u otro sistema en función de la temperatura ambiente exterior. De esta manera, se podría observar el funcionamiento de la instalación a nivel global así como analizar los posibles efectos transitorios producidos por el cambio de sistema disipativo.

Relevancia del caudal proveniente del aljibe

El caudal de aljibe de agua es una variable clave para la disipación geotérmica. Se ha trabajado con dos caudales diferentes dando mejor resultado el caudal de 95 l/min. Con un caudal más alto, se aumenta la capacidad disipativa del sistema a la vez que aumenta la cuota de calor cedido al terreno con respecto a la total. En este aspecto se podría realizar un estudio de sensibilidad con objeto de obtener el caudal de pozo que optimice el sistema de disipación.

6. Estudio del arranque de la unidad Rotártica

Se ha realizado un estudio comparativo del arranque de Rotártica con los dos sistemas de disipación presentes en la instalación. Para ello, se han escogido una serie de días en los que se ha considerado un arranque estándar y en los cuales la enfriadora arrancó sin problemas. Estos días nos servirán a modo de ejemplo para explicar en los siguientes apartados consideraciones acerca del arranque. Del funcionamiento con aerotermo se han escogido los siguientes días:

- 11/09/2009
- 21/09/2009
- 22/09/2009
- 23/09/2009

Por otra parte, con disipación geotérmica los días escogidos son los siguientes:

- 04/07/2011
- 05/07/2011
- 06/07/2011
- 09/08/2011

6.1. Descripción temporal del arranque de la unidad Rotártica

La Figura 6.1 muestra, en la evolución de las temperaturas de Rotártica, un zoom más cercano del arranque. Con el apoyo de esta imagen se va a explicar de manera cualitativa las principales fases o eventos significativos de los que consta dicho periodo.

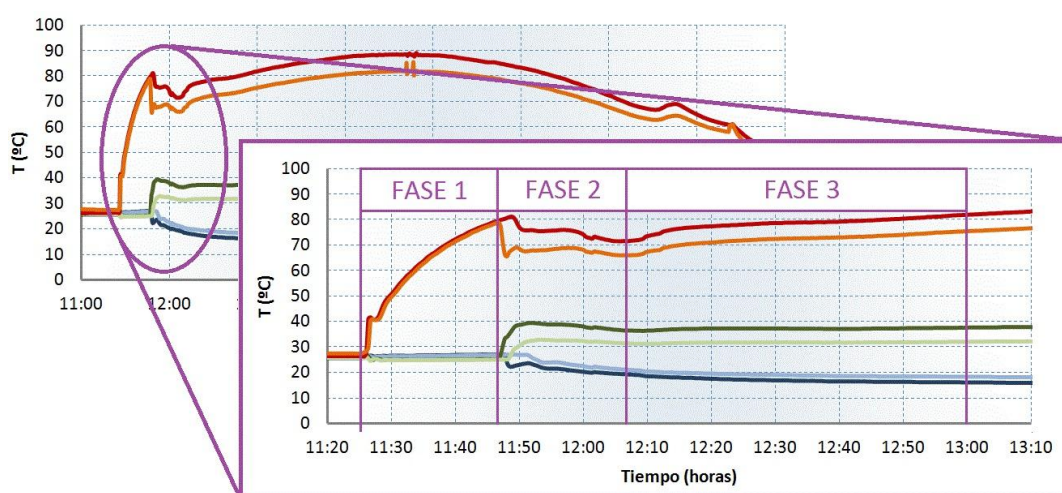


Figura 6.1 Fases de las temperaturas de Rotártica durante el arranque

Para entender el arranque de Rotártica, es necesario conocer previamente la secuencia de accionamiento de bombas y válvulas de la instalación.

- Inicialmente, no circula caudal por ningún circuito de la instalación. Cuando la temperatura del campo solar (SE-16) alcanza los 80 °C más un diferencial de 6 °C, la bomba del circuito primario se activa, impulsando el fluido calo-portador.
- Posteriormente, cuando la temperatura de entrada al intercambiador primario-secundario (SC-01) alcanza los 80 °C se pone en funcionamiento la bomba del secundario. Al mismo tiempo las bombas de los circuitos de disipación y refrigeración comienzan también a impulsar agua. Pese a haber caudal por los tres circuitos de la enfriadora, los circuitos termodinámicos de la misma están puenteados.
- Cuando la temperatura de entrada al generador (T_{eg}) alcanza los 80 °C, ya se ha alcanzado la temperatura suficiente como para que el ciclo de absorción arranque. Por ello, se desactivan los bypasses de los tres circuitos de Rotártica.

Se ha separado el arranque en tres fases diferentes como se observa en la Figura 6.1.

Fase 1

Tras el arranque de los caudales, las temperaturas de entrada y salida del generador (T_{eg} y T_{sg}) se disparan. Durante esta fase, ambas lecturas son idénticas puesto que al no haber temperatura suficiente en el generador, el ciclo de absorción no es capaz de arrancar y por tanto no se intercambia energía en el generador. Además, es durante ésta primera fase cuando la enfriadora está puenteadada por lo que entrada y salida del generador coinciden. Las temperaturas del generador, tras un tiempo medio de 17 minutos, alcanzan valores cercanos a los 80 °C.

Las otras cuatro temperaturas permanecen invariantes puesto que, aunque Rotártica ha arrancado, todavía no lo ha hecho el ciclo de absorción.

Fase 2

Cuando se alcanzan los 80 °C en el generador, ya hay temperatura suficiente como para que el ciclo de absorción se inicie. Por ello, T_{eg} y T_{sg} comienzan a separarse y por tanto a intercambiar energía en el generador. Tras ello, se produce una caída de ambas temperaturas del generador para volver a tener posteriormente otra subida y otra recaída. Estos incrementos y decrementos de temperatura en el generador son debidos a las propias reacciones de absorción que se producen dentro del ciclo.

Respecto a las otras cuatro temperaturas, también se observa como cuando las dos temperaturas del generador comienzan a separarse, las demás hacen lo mismo, siguiendo la misma pauta día tras día durante todos los arranques analizados. Es lógico que todas las temperaturas tiendan a separarse a la vez ya que el balance global de energía en el ciclo de absorción debe ser nulo.

Fase 3

Tras estas dos primeras oscilaciones, las temperaturas del generador se estabilizan alcanzando valores de funcionamiento. El final de esta fase coincide con el inicio de la fase estacionaria definida en el apartado 3.2.3 donde la máquina tiene un funcionamiento estable.

Nótese que la gráfica mostrada en este apartado corresponde a un día en el cual el sistema disipativo utilizado fue el geotérmico. No obstante, no se observan diferencias significativas cualitativamente hablando en la evolución temporal de las temperaturas cuando el sistema utilizado es el de aerotermo. En el Anexo C se encuentran para consulta, las gráficas de los otros días estudiados.

6.2. Temperaturas máximas de entrada al generador

Como ya se ha adelantado, la temperatura de entrada al generador sufre un primer pico tras el arranque de la máquina. En la siguiente tabla se observan las temperaturas máximas de entrada al generador para los días analizados:

Fecha	11/09/2009	21/09/2009	22/09/2009	23/09/2009	Media
T_{eg} Aerotermo (°C)	81,917	82,500	82,021	82,393	82,208

Tabla 6.1 Temperaturas máximas de entrada al generador. Aerotermo

Fecha	04/07/2011	05/07/2011	06/07/2011	09/08/2011	Media
T_{eg} Geotérmica (°C)	80,286	81,375	82,407	80,243	81,078

Tabla 6.2 Temperaturas máximas de entrada al generador. Geotérmica

Todas las temperaturas registran valores cercanos a los 80 °C. Esto es debido al hecho de que la consigna que se le ha impuesto a Rotártica para que arranque y habilite por tanto la entrada de caudales ha sido que T_{eg} fuese de 80 °C.

No parece haber diferencias significativas entre el arranque con aerotermo y el arranque con disipación geotérmica.

6.3. Comparativa. Arranque nublado frente arranque estándar

A continuación se va a comparar el arranque de la instalación en un día nublado frente al arranque en las mismas condiciones de un día soleado.

- La Figura 6.2 corresponde a un día en el que estuvo lloviendo a primeras horas del día y durante la tarde hubo periodos de nubes. Esto dio lugar a una oferta solar inestable.

- La Figura 6.3 corresponde a un día soleado con una radiación registrada dentro de los valores habituales para la época del año en la que se produjo.

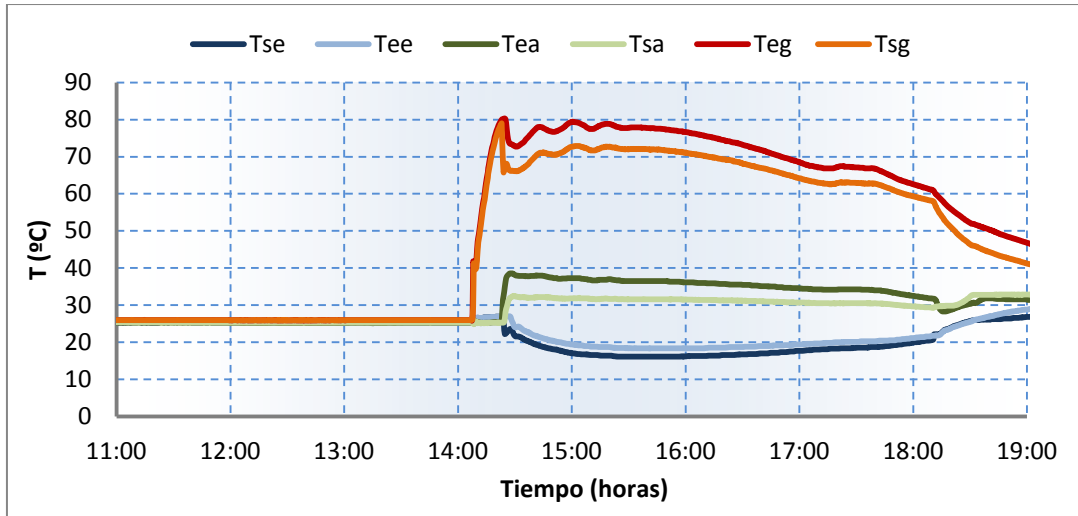


Figura 6.2 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. Día nublado

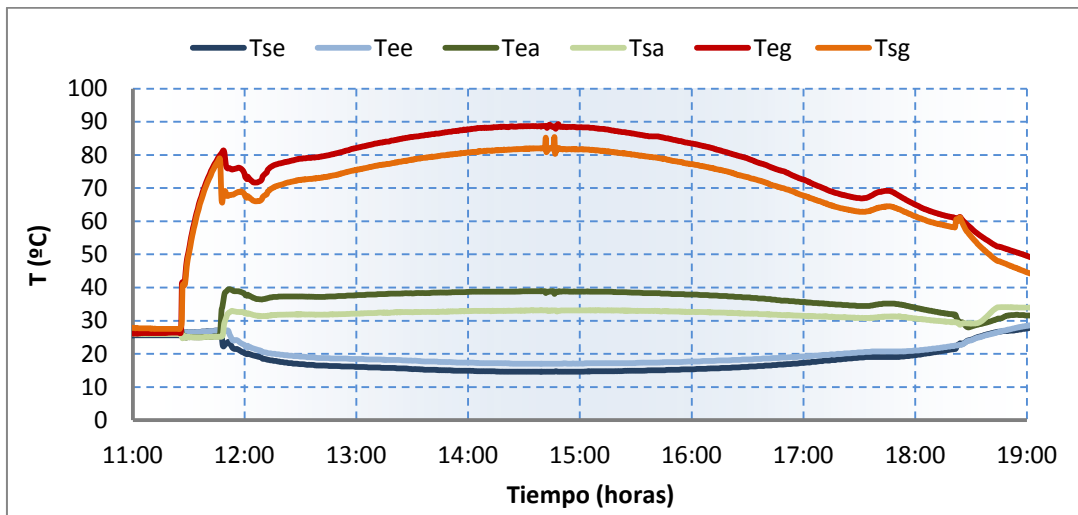


Figura 6.3 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. Día soleado

Se puede observar cómo tras los dos valles típicos en las temperaturas del generador de un arranque estándar, sólo en la primera de las gráficas se observan unas oscilaciones que se amortiguan en el tiempo. Esto provoca que la máquina tarde más en alcanzar el estacionario. Además, parte de las oscilaciones están dentro del propio periodo estacionario haciendo que los parámetros de funcionamiento dentro de él sean menos estables.

El origen de esta inestabilidad en el funcionamiento proviene de la radiación solar incidente. Se han incluido las Figuras 6.4 y 6.5 donde se representan tanto las temperaturas del generador como las temperaturas registradas por las sondas que caracterizan el campo solar.

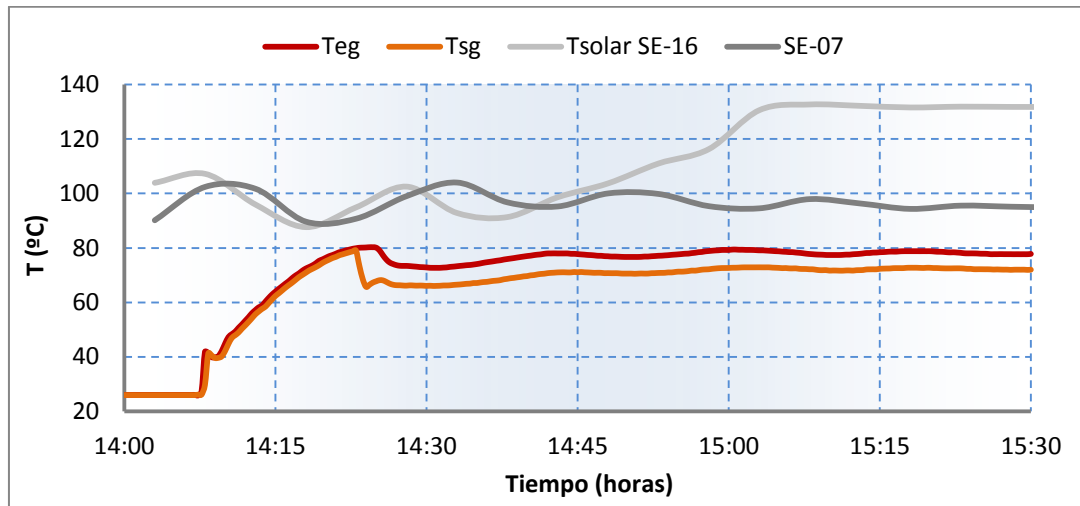


Figura 6.4 Temperaturas del primario y secundario durante el arranque. Día nublado

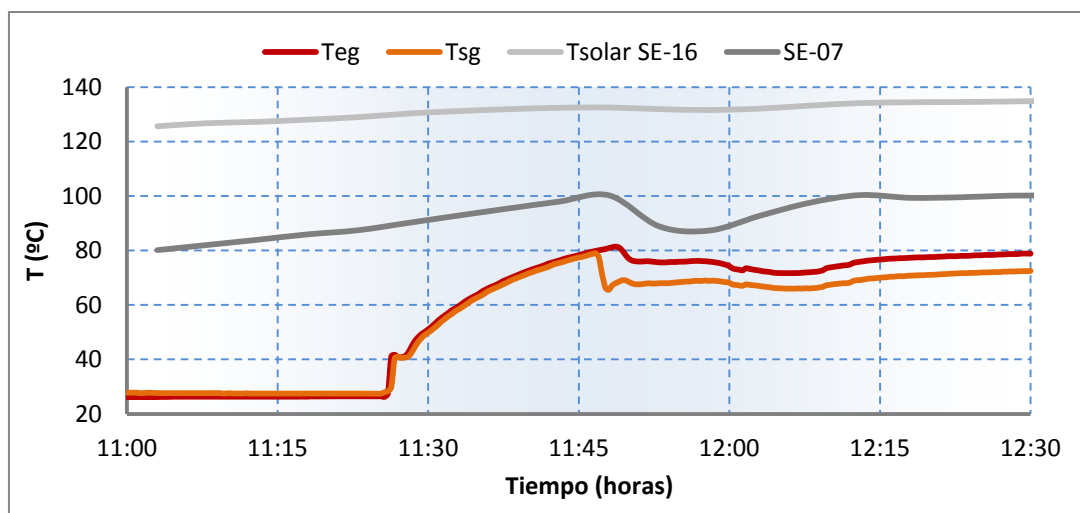


Figura 6.5 Temperaturas del primario y secundario durante el arranque. Día soleado

Para el arranque del día soleado (Figura 6.5), las temperaturas obtenidas con las sondas siguen el mismo patrón:

- La sonda SE-16 que mide la temperatura de los colectores solares tiende a crecer aunque de forma lenta, debido a la estabilidad en la oferta solar y a la hora del día en la que nos encontramos.
- La sonda SE-07 mide la temperatura del fluido calo-portador a la salida de los colectores solares. Esta tiene un crecimiento más acusado puesto que la mezcla del primario está recibiendo por primera vez en el día la energía captada en los colectores. Cuando se inicia el proceso de absorción, es decir, cuando las temperaturas del generador empiezan a separarse, la sonda SE-07 sufre una bajada brusca de temperatura como consecuencia de este arranque.

Por el contrario, para el arranque del día de lluvia y parcialmente nublado (Figura 6.4) las temperaturas no siguen un patrón determinado. Las nubes provocan que la radiación solar no incida de manera regular. Esto repercute en la lectura de las sondas del campo solar, registrando valores inestables y oscilantes. Como consecuencia, la energía solar disponible en el primario varía, reflejándose en las temperaturas del generador y por consiguiente en el funcionamiento de la enfriadora.

6.4. Tiempos de respuesta. Aerotermo frente a geotérmica

Como ya se adelantó en el apartado 6.1. tanto con la utilización del sistema geotérmico como con la utilización del aire como medio disipativo, no se encuentran diferencias apreciables en la evolución de las temperaturas de la enfriadora en el arranque. Sin embargo, sí parece haber cierta diferencia en los tiempos de respuesta obtenidos con uno u otro sistema de disipación.

Definimos tiempo de respuesta como el tiempo transcurrido desde que los tres caudales de la enfriadora son distintos de cero hasta que comienza el periodo estacionario definido en el apartado 3.2.3. A continuación se han calculado para los días válidos recopilados desde 2007, los tiempos de respuesta promedio, diferenciando según el sistema de evacuación de calor utilizado.

Sistema disipativo	Tiempo medio respuesta (min)
Aerotermo	100,8
Geotérmica	139,9
• Geotérmica 49 l/min	• 158,1
• Geotérmica 95 l/min	• 110,3

6.3 Tiempos medios de arranque de Rotártica

Dependiendo del sistema disipativo utilizado, la instalación tarda más o menos tiempo en alcanzar el periodo estacionario. El sistema es unos 40 minutos más lento si la evacuación de calor se realiza mediante la utilización del aljibe de agua que utilizando el aerotermo.

No obstante, si se separan los tiempos obtenidos con disipación geotérmica en función del caudal de pozo, observamos grandes diferencias. Cuando se utiliza un caudal de pozo de 95 l/min nos acercamos a valores “más rápidos” y más cercanos a los del aerotermo. Sin embargo, con la utilización de un caudal de pozo de 49 l/min, el arranque dura prácticamente una hora más que con la utilización de aerotermo.

Nuevamente, el contar en la instalación con mayor capacidad disipativa es una ventaja. El hecho de evacuar mayor cantidad de calor al entorno supone alcanzar antes el periodo estacionario alargando la duración del mismo y por tanto repercutiendo beneficiosamente en el funcionamiento global de la instalación.

7. Análisis de la instalación ante fallos de impulsión en los circuitos principales

Durante el funcionamiento de una instalación pueden ocurrir fallos de control que provoquen comportamientos inesperados. Alguno de estos fallos puede ser provocado por problemas en el suministro eléctrico, sobretensiones, disparos de interruptores automáticos... Según cuál sea el problema puede verse afectada toda la instalación o sólo parte de ella. En nuestra instalación, los principales elementos afectados por este tipo de fallos son las bombas, las cuales dejan de funcionar.

Si la magnitud del fallo afecta a toda la instalación, esta se para siendo necesario un proceso de re-arranque de la misma en el momento que se soluciona el problema. Si el fallo afecta solamente a alguno de los elementos de la instalación, la situación es diferente. Mientras que parte de la instalación no funciona, el resto continúa trabajando, provocando situaciones diferentes a las observadas en un régimen estacionario. Con el propósito de analizar estos comportamientos anómalos se decidió forzar alguno de estos errores, para posteriormente recoger y analizar los resultados. El análisis de los mismos ha servido para entender mejor el funcionamiento de Rotártica y del resto de la instalación ante posibles errores en el control.

7.1. Supresión de caudal de disipación y de generador

Durante las últimas horas de funcionamiento de la instalación se procedió a eliminar los caudales de disipación y generador, dejando únicamente circulación de agua por el circuito de refrigeración. La lista siguiente muestra aquellos días en los que en algún momento la máquina funcionó bajo estas circunstancias:

- 04/07/2011
- 05/07/2011
- 11/07/2011

A continuación se presentan dos gráficas en las que se muestra respectivamente la evolución temporal de los caudales y de las temperaturas para el día 5 de Julio. En ellas, se han remarcado los datos correspondientes al periodo de tiempo que se va a estudiar, dejando el resto de datos en color gris. Las gráficas correspondientes a los otros días muestran un comportamiento muy similar y se pueden consultar en el Anexo C.

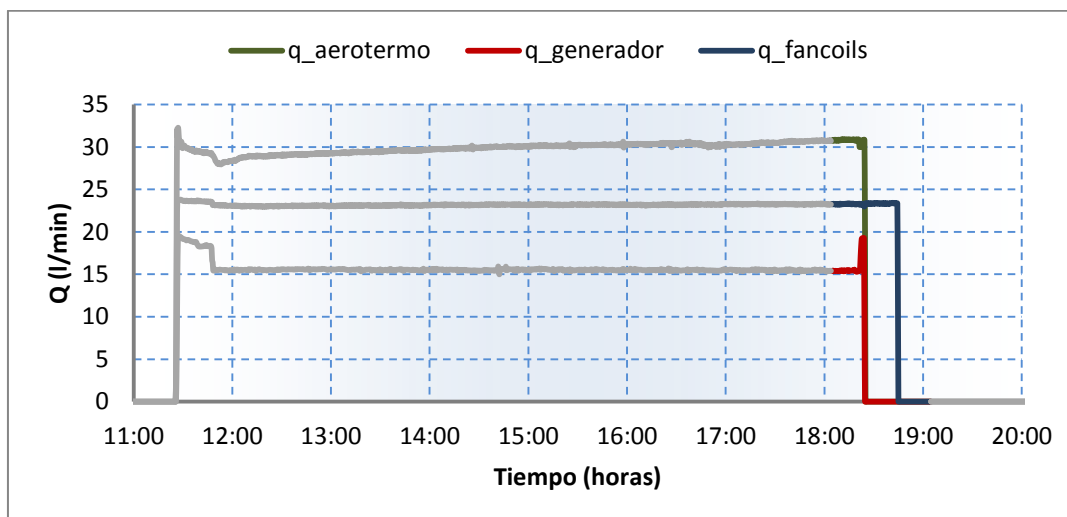


Figura 7.1 Evolución temporal de los caudales de Rotártica. 05/07/2011

En la Figura 7.1 se puede ver cómo a las 18:25 horas se paran las bombas de los circuitos del generador y disipación. A las 18:45 horas la bomba del circuito de fancoils deja también de impulsar caudal. Hay por tanto veinte minutos en los cuales de los tres caudales de la enfriadora, sólo por el circuito de fancoils circula caudal.

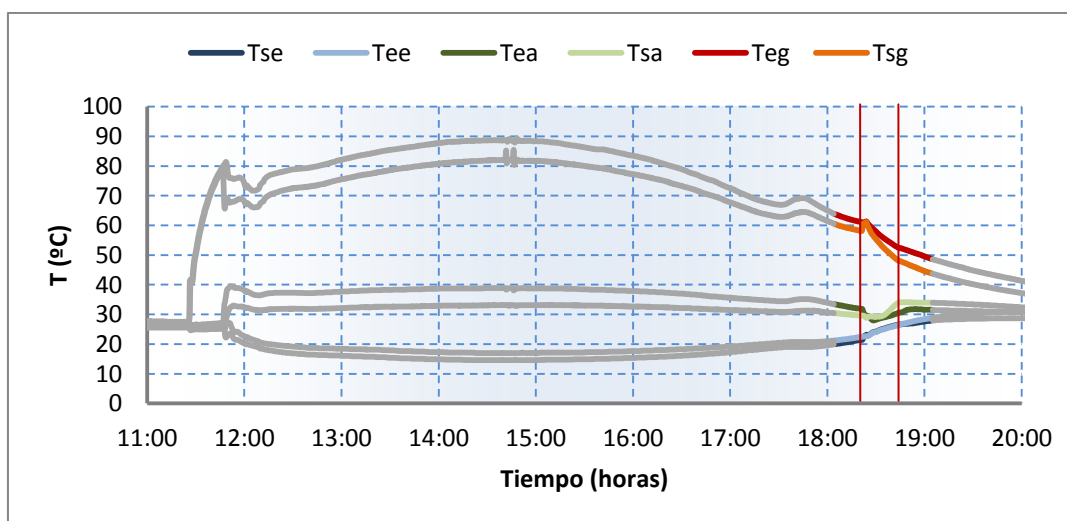


Figura 7.2 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. 05/07/2011

En la evolución temporal de las temperaturas de la Figura 7.2 se observa como las tres parejas de temperaturas sufren un cambio de tendencia a partir del momento en el que sólo circula caudal de refrigeración.

Para el análisis de la situación es necesario realizar una diferenciación entre los circuitos de Rotártica. Por un lado, está el circuito de refrigeración. Ante el fallo en los caudales, la máquina entra en un estado de bloqueo. Rotártica realiza un bypass al evaporador evitando la circulación de agua por el mismo. A pesar de ello, el agua sigue

circulando por los fancoils. Este bypass se mantiene durante los veinte minutos en los que la bomba del circuito de refrigeración continúa en funcionamiento.

Por otro lado, están los circuitos de disipación y generador por los cuales no circula caudal. Debido a esto no es necesario realizar un bypass ni en el generador ni en el grupo absorbedor/condensador quedando el agua en el interior de los circuitos completamente parada.

7.1.1. Durante el bloqueo de Rotártica. Circuito de refrigeración

Antes del bypass, Rotártica funcionaba correctamente y por ello, había un salto de temperaturas entre T_{ee} y T_{se} . Una vez se fuerza el fallo, Rotártica responde bypassando el evaporador. El bypass hace que la entrada y la salida del evaporador sean, desde un punto de vista hidráulico, el mismo punto del circuito. Esto conlleva a que el salto entre T_{ee} y T_{se} desaparezca, obteniendo lecturas idénticas de ambas temperaturas durante los 20 minutos que dura el bypass.

Por otro lado, antes del fallo las dos temperaturas del evaporador tenían una evolución aumentante por encontrarse a últimas horas de la tarde. Durante los 20 minutos que dura el fallo no circula caudal por el evaporador pero sí por los fancoils. El agua, por tanto no se refrigera, calentándose únicamente en los fancoils y haciendo que T_{ee} y T_{se} crezcan a mayor velocidad. Este cambio de tendencia se puede apreciar en la Figura 7.2.

7.1.2. Durante el bloqueo de Rotártica. Circuitos de disipación y generador

En este caso se pueden estudiar los circuitos de generación y disipación de manera conjunta puesto que se rigen por las mismas pautas. Antes del fallo, la enfriadora trabajaba en régimen estacionario, y había, por tanto un salto de temperaturas entre T_{eg} y T_{sg} y entre T_{ea} y T_{sa} .

En el momento justo en que se fuerza el fallo, deja de circular caudal por ambos circuitos. Los dos pares de temperaturas siguen marcando lecturas diferentes pero con la diferencia de que ahora el agua no está en movimiento. El ciclo de absorción se frena y el agua “estancada” tiende a formar un equilibrio térmico con lo que haya a su alrededor. En este caso, ambas parejas de temperaturas tienden a un valor marcado por la temperatura de la sala en la que se encuentra la máquina de absorción. Es decir, unos 27-28 °C.

Es algo muy similar a lo que ocurre una vez se desconecta por la noche la instalación. Durante la noche, el agua del interior de los circuitos también establece un equilibrio térmico con el resto de la sala, haciendo que las seis temperaturas de Rotártica arranquen a primera hora de la mañana con la misma lectura (27-28 °C).

Lógicamente existe una disposición espacial en los conductos de la enfriadora. Que una sonda, tras iniciarse el fallo, tenga una tendencia aumentante o descendente depende de la localización de la sonda, es decir, del hecho de estar más cerca de un foco caliente o uno frío. Aunque inevitablemente las temperaturas en última instancia tenderán a alcanzar un equilibrio térmico marcado por la temperatura de la sala.

7.1.3. Tras el bloqueo de Rotártica

Tras los 20 minutos que dura el fallo, la enfriadora conecta de nuevo el evaporador al circuito de refrigeración, aunque en esta ocasión ya no circula caudal por él. Las sondas de T_{ee} y T_{se} dejan de dar la misma lectura, puesto que los dos puntos dónde se está midiendo ya no son coincidentes en el circuito. Es más, se observa cómo T_{ee} se dispara más rápidamente por estar más cerca de un foco caliente que T_{se} . No obstante, ambas temperaturas tenderán también al valor marcado por el equilibrio térmico de la sala.

7.2. Supresión de caudal de disipación y de fancoils

A continuación se presenta un funcionamiento análogo al del apartado anterior. Se forzó a la instalación a trabajar únicamente con caudal del circuito secundario. La lista siguiente contiene los días en los cuales, la máquina trabajó bajo estas condiciones:

- 06/07/2011
- 07/07/2011
- 11/07/2011
- 09/08/2011
- 16/08/2011

Las dos gráficas siguientes muestran a modo de ejemplo, los caudales y las temperaturas de los tres circuitos de Rotártica bajo estas condiciones. La evolución temporal de los demás días puede consultarse en el Anexo C.

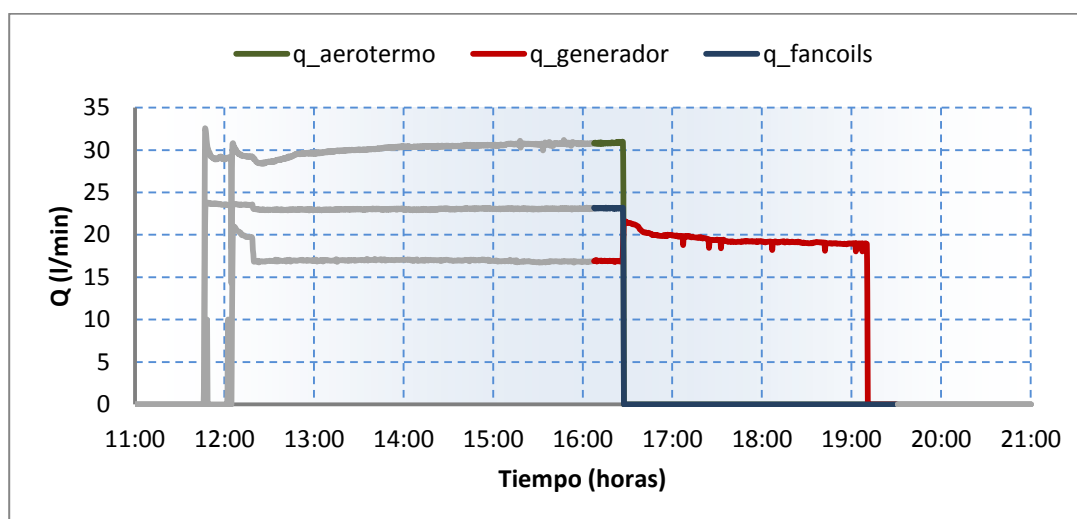


Figura 7.3 Evolución temporal de los caudales de Rotártica. 06/07/2011

En la Figura 7.3 se observa cómo a las 16:28 horas comenzó el periodo en cual sólo circulaba caudal por el generador de la máquina de absorción. Este periodo finalizó a las 19:11 horas. Análogamente a como ocurría en el apartado anterior, la máquina de absorción entra en bloqueo y activa el bypass del generador, aislándolo del resto del circuito secundario.

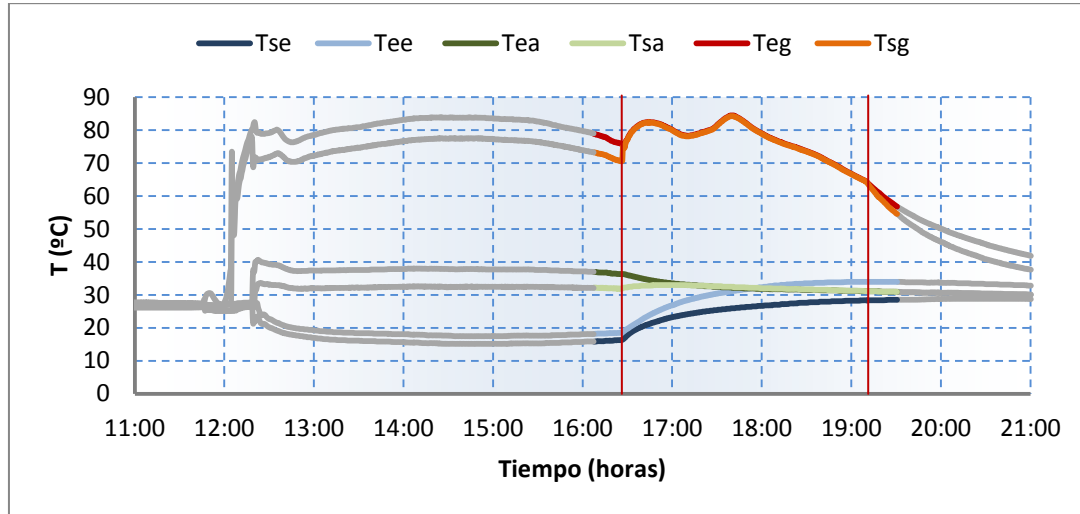


Figura 7.4 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. 06/07/2011

De la Figura 7.4 llama la atención el cambio de tendencia producido en las tres parejas de temperaturas, el cual es coincidente con el inicio del bloqueo de la máquina. El razonamiento es completamente análogo al del apartado anterior.

7.2.1. Durante el bloqueo de Rotártica. Circuito del generador

Antes del bloqueo, había un salto de temperaturas entre T_{eg} y T_{sg} . Una vez se fuerza el fallo, Rotártica activa el bypass al generador. La entrada y la salida del generador pasan a ser automáticamente el mismo punto del circuito. Esto conlleva a que el salto entre T_{eg} y T_{sg} desaparezca, obteniendo lecturas idénticas de ambas temperaturas durante el tiempo que dura el bypass.

Por otro lado, antes del fallo las dos temperaturas del generador ya tenían una evolución descendente debido a las horas de la tarde en las que nos encontrábamos. Durante el tiempo que dura el fallo no circula caudal por el generador pero sí por el intercambiador primario-secundario. El agua, por tanto no cede calor en el generador, calentándose únicamente con la energía proveniente del campo de colectores. Esto hace que T_{eg} y T_{sg} cambien la tendencia diametralmente, pasando de un enfriamiento moderado a un calentamiento rápido. Este cambio de tendencia se puede apreciar en la Figura 7.4.

Sin embargo, para explicar el por qué hay dos picos de temperatura durante el bloqueo de Rotártica y no un crecimiento continuo hay que hacer referencia a la Figura

7.5. En ella se muestra la evolución temporal de las temperaturas del generador para las horas previas al bloqueo, durante el bloqueo y después de él. Además se añaden las lecturas de las sondas SE-16 y SE-07, que miden respectivamente la temperatura de la superficie de los colectores solares y la temperatura a la que se encuentra el fluido calo-portador a la salida de los colectores.

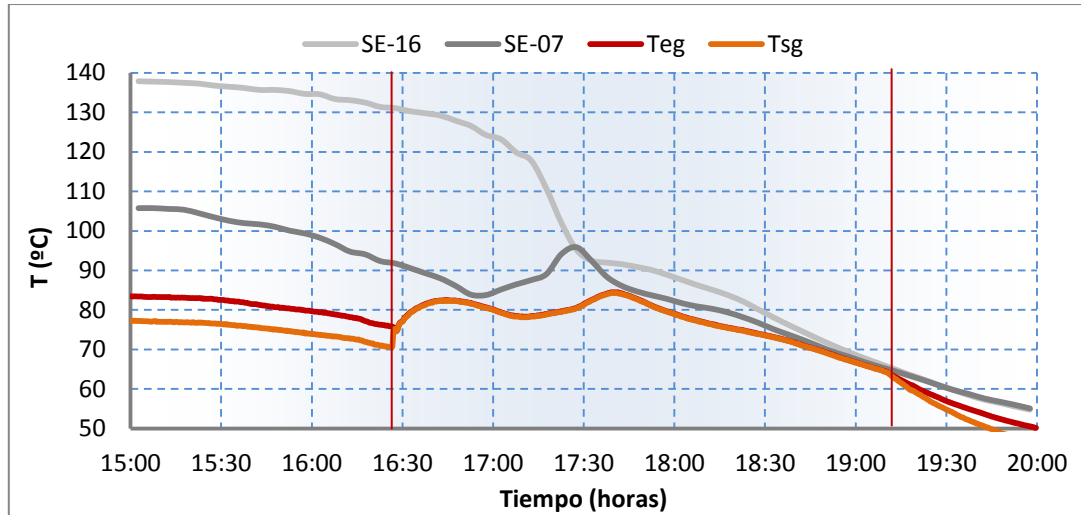


Figura 7.5 Temperaturas del primario y del secundario durante el bloqueo. 06/07/2011

Se observa como durante el bypass, T_{eg} y T_{sg} aumentan, pero ese crecimiento se ve limitado en dos ocasiones por la lectura de SE-07. El agua circulante por el circuito secundario en ningún momento puede alcanzar una temperatura superior a la del foco caliente del sistema, que en nuestro caso es el circuito primario de la instalación (sonda SE-07).

Por otro lado, si la situación de bloqueo se mantiene durante un tiempo prolongado, las temperaturas que caracterizan tanto al circuito primario como al secundario tienden a juntarse tal y como muestra el gráfico en los minutos previos y posteriores a las 19:00 horas. El día 9 de Julio también se mantuvo la situación de bloqueo del generador durante un largo periodo de tiempo, con lo que las cuatro temperaturas llegaron de nuevo a un equilibrio térmico.

7.2.2. Durante el bloqueo de Rotártica. Circuitos de disipación y refrigeración

Por los circuitos de disipación y refrigeración de la enfriadora no circula caudal. Rigiéndose por la ley física del equilibrio térmico, el agua del interior de los circuitos cede o absorbe calor. De esta manera es cuestión de tiempo que T_{ee} , T_{se} , T_{ea} y T_{sa} alcancen los 27-28 °C que hay permanentemente en la sala donde se encuentra la enfriadora y por consiguiente donde se encuentran también las correspondientes sondas de temperatura.

Revisando la Figura 7.4 se observa lo siguiente. En el momento justo de iniciarse el fallo T_{ee} y T_{se} marcan unos valores similares. Sin embargo, T_{ee} se dispara mucho más rápido que T_{se} . Este comportamiento se debe a la disposición espacial de las sondas en el interior de Rotártica. La sonda de T_{ee} está más cerca del foco caliente (circuito secundario) y por ello registra lecturas más altas.

7.2.3. Tras el bloqueo de Rotártica

A partir del momento en el que no circula agua por ninguno de los tres circuitos, se conecta de nuevo el generador al circuito secundario. En ese momento, las temperaturas de entrada y salida del generador comienzan a distanciarse puesto que sus sondas ya no miden el mismo punto del circuito.

La tendencia de ambas temperaturas es decreciente pero la pendiente con la que evoluciona T_{sg} es mayor. Nuevamente, esto se puede asociar al hecho de que la sonda correspondiente a T_{sg} está situada más cerca de un foco frío. Pese a que una decrezca a mayor velocidad que otra, ambas también tienden al valor asintótico de la temperatura de la sala.

7.2.4. Pérdidas de carga en el generador de Rotártica

En el momento en el que se inicia el bypass al generador, las pérdidas de carga en el circuito secundario se reducen y por tanto la bomba es capaz de impulsar mayor caudal. Esto explica, si observamos la Figura 7.3, por qué aumenta bruscamente el caudal del secundario tras el bloqueo. Gracias a los datos registrados se ha podido caracterizar la constante adimensional de pérdidas del generador de Rotártica. A continuación se incluye el estudio hidráulico realizado.

Los principales componentes del circuito secundario son, como ya se comentó en el apartado 2.2, el intercambiador primario-secundario, el generador de Rotártica, la bomba, y la tubería que cierra todo el circuito. Tanto el generador como el intercambiador se pueden modelar como dos pérdidas de carga singulares. La expresión de las pérdidas de carga singulares en una tubería en m.c.a. es la siguiente:

$$h = K \frac{v^2}{2g} \quad (7.1)$$

donde “K” es la constante adimensional de pérdidas de la tubería, “v” es la velocidad del fluido en ms^{-1} y “g” la aceleración de la gravedad en ms^{-2} . Como el caudal y la velocidad son directamente proporcionales relacionados únicamente por el área, podemos reescribir la expresión de la siguiente manera:

$$h = K' * Q^2 \quad (7.2)$$

La bomba es de la marca Grundfos modelo UPS 32-80 de tres velocidades. En nuestra instalación la bomba trabaja en segunda velocidad. Su curva característica es la mostrada en la Figura 7.6, obtenida del catálogo del fabricante.

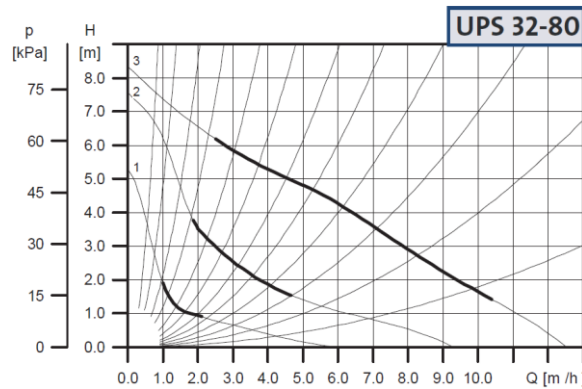


Figura 7.6 Curvas características de la bomba del circuito secundario

El último elemento del circuito es la tubería de sección circular que modelizaremos suponiendo que sólo existen pérdidas lineales. La expresión de las pérdidas lineales en un conducto de sección circular se rige por la siguiente expresión:

$$h = f(\varepsilon^+, Re) \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (7.3)$$

donde “f” es el factor de fricción de la tubería el cual depende de la rugosidad relativa y el número de Reynolds, “L” y “D” son longitud y diámetro de la tubería respectivamente y el último término es el mismo que el de la Ecuación 7.1. Como no se prevén cambios importantes en el número de Reynolds y las dimensiones de la instalación no varían, también podemos reescribir las pérdidas lineales según la Ecuación 7.2.

En resumidas cuentas, se puede realizar una primera aproximación del modelo de circuito hidráulico agrupando todas las pérdidas presentes en la instalación, puesto que todas ellas son proporcionales al cuadrado del caudal circulante. Únicamente se hará una diferenciación entre generador y el resto del circuito tal y como muestra la Figura 7.7.

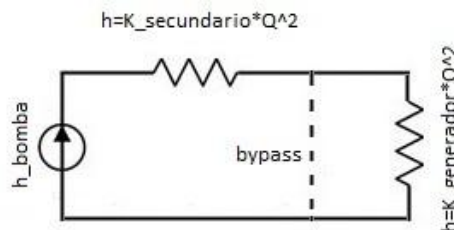


Figura 7.7 Esquema hidráulico del circuito secundario

En la Tabla 7.1 se muestran los caudales que estaba impulsando la bomba antes y después del bloqueo en el generador. Gracias a la curva de la bomba, se ha determinado cuales han sido las alturas de presión que la bomba estaba impulsando para cada caudal.

Día	Hora	Qi (m ³ /h)	Qf (m ³ /h)	hi (m.c.a.)	hf (m.c.a.)
06/07/2011	16:27	1,01	1,30	6,29	5,24
07/07/2011	16:00	1,04	1,34	6,25	5,10
07/07/2011	17:39	0,98	1,24	6,34	5,50
11/07/2011	12:30	0,93	1,18	6,37	5,85
09/08/2011	15:26	0,82	0,97	6,62	6,35
16/08/2011	16:26	1,01	1,28	6,29	5,25

Tabla 7.1 Caudales y alturas de presión de la bomba del secundario antes y después del bloqueo

De esta manera se puede obtener qué constante adimensional de pérdidas existe en el generador. Antes de producirse el bloqueo de la máquina, el balance de alturas de presión en el circuito secundario es el siguiente:

$$h_{bomba} = K_{circuito} * Q^2 + K_{generador} * Q^2 \quad (7.4)$$

Tras la condición de bloqueo, se produce el bypass del generador y por tanto en el balance ya no están presentes esas pérdidas asociadas a él.

$$h_{bomba} = K_{circuito} * Q^2 \quad (7.5)$$

Si se aplican estos dos balances a cada uno de los días estudiados, obtenemos la constante de pérdidas del generador. Dicha constante no es adimensional si no que tiene unidades de m⁻⁵hora². Para adimensionalizarla hay que multiplicar por el siguiente factor:

$$Area^2[m^4] * 2 * 9.81[ms^{-2}] * 3600^2[s^2hora^{-2}]$$

Día	K generador [m ⁻⁵ hora ²]	K generador [adim]
06/07/2011	3,07	504
07/07/2011	2,94	483
07/07/2011	3,02	497
11/07/2011	3,16	520
09/08/2011	3,10	509
16/08/2011	2,96	487
Media	3,04	500

Tabla 7.2 Constante adimensional de pérdidas del generador

7.3. Oscilación en la impulsión del circuito secundario por error de vibración

En este apartado se va a estudiar otro posible fallo de control. El día 7 de Julio se procedió a variar el caudal del generador entre 0 y 10 l/min asemejándose a una función cuadrada. De esta manera la instalación trabaja con caudales oscilantes de manera similar a como lo haría si se produjese un error de vibración.

Conviene recordar que los cuatro principales componentes de la máquina de absorción giran solidariamente a un eje, el cual produce una vibración recogida por un sensor. Dicho sensor manda una señal de error al ordenador de Rotártica si la lectura supera un valor umbral y la enfriadora deja de trabajar de manera estable.

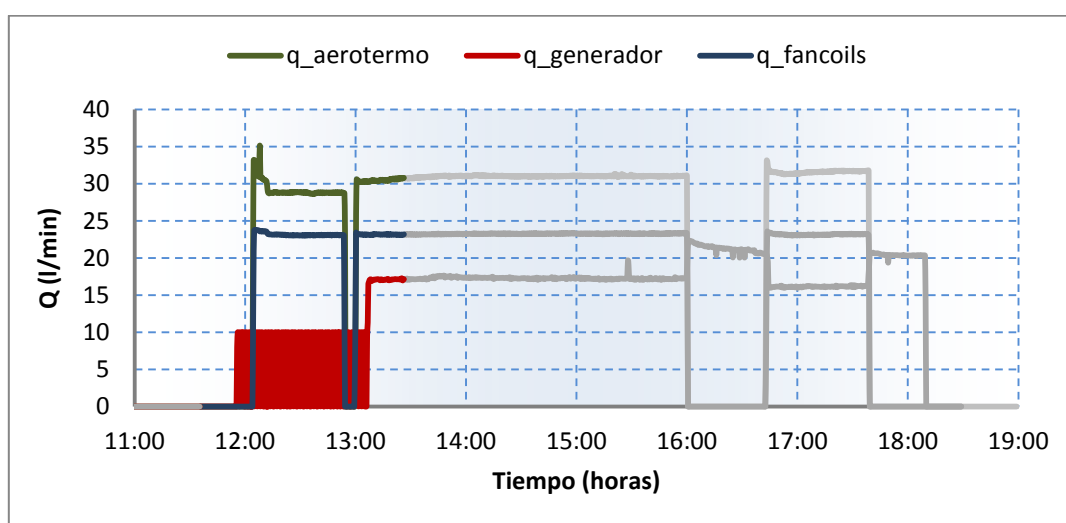


Figura 7.8 Evolución temporal de los caudales de Rotártica. 07/07/2011

En la Figura 7.8 se muestra la evolución temporal de los tres caudales que circulan por la máquina de absorción. Asimismo, en la Figura 7.9 se muestra una ampliación del caudal del generador para un periodo de cinco minutos.

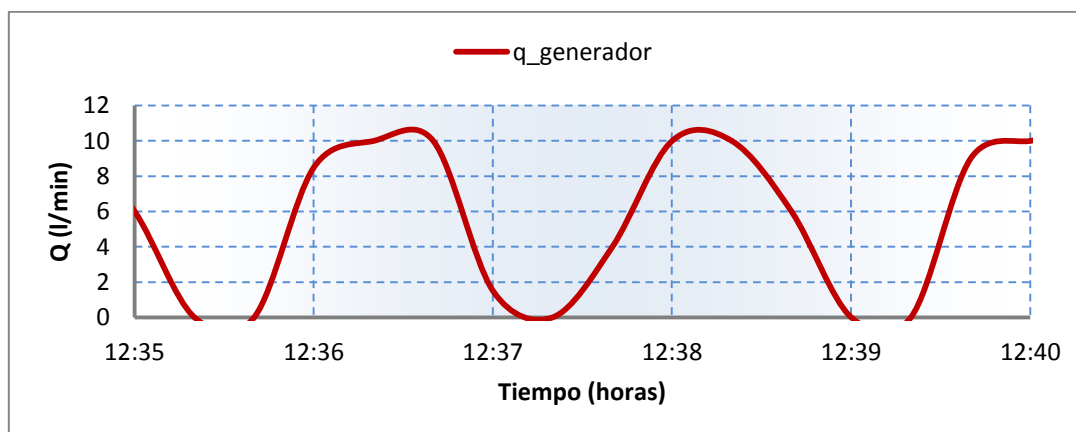


Figura 7.9 Zoom del caudal del generador 07/07/2011

De la misma manera, en la Figura 7.10 se hace lo propio con las temperaturas de entrada y salida de los tres circuitos de la enfriadora y en la Figura 7.11 una ampliación para el mismo periodo anterior.

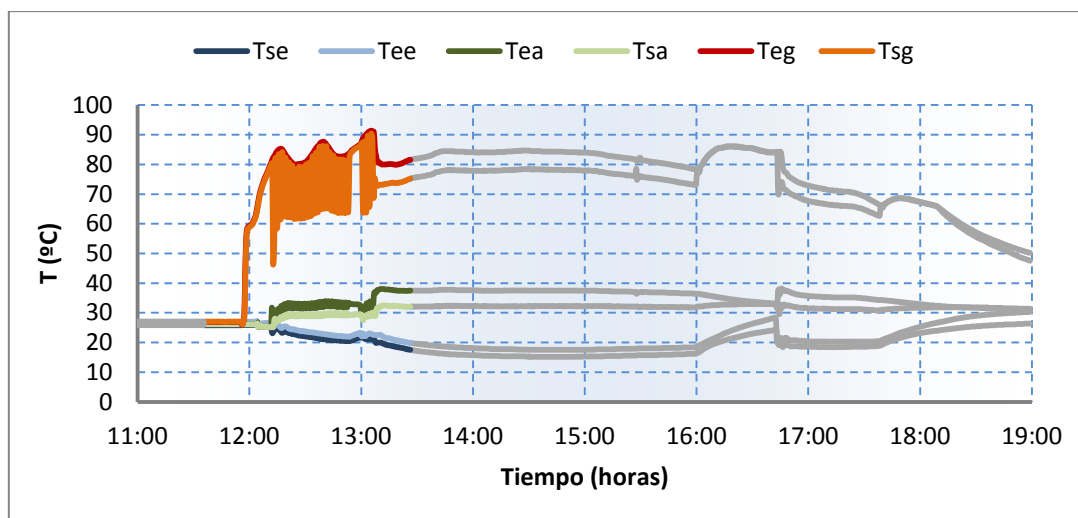


Figura 7.10 Evolución temporal de las temperaturas de Rotártica. 07/07/2011

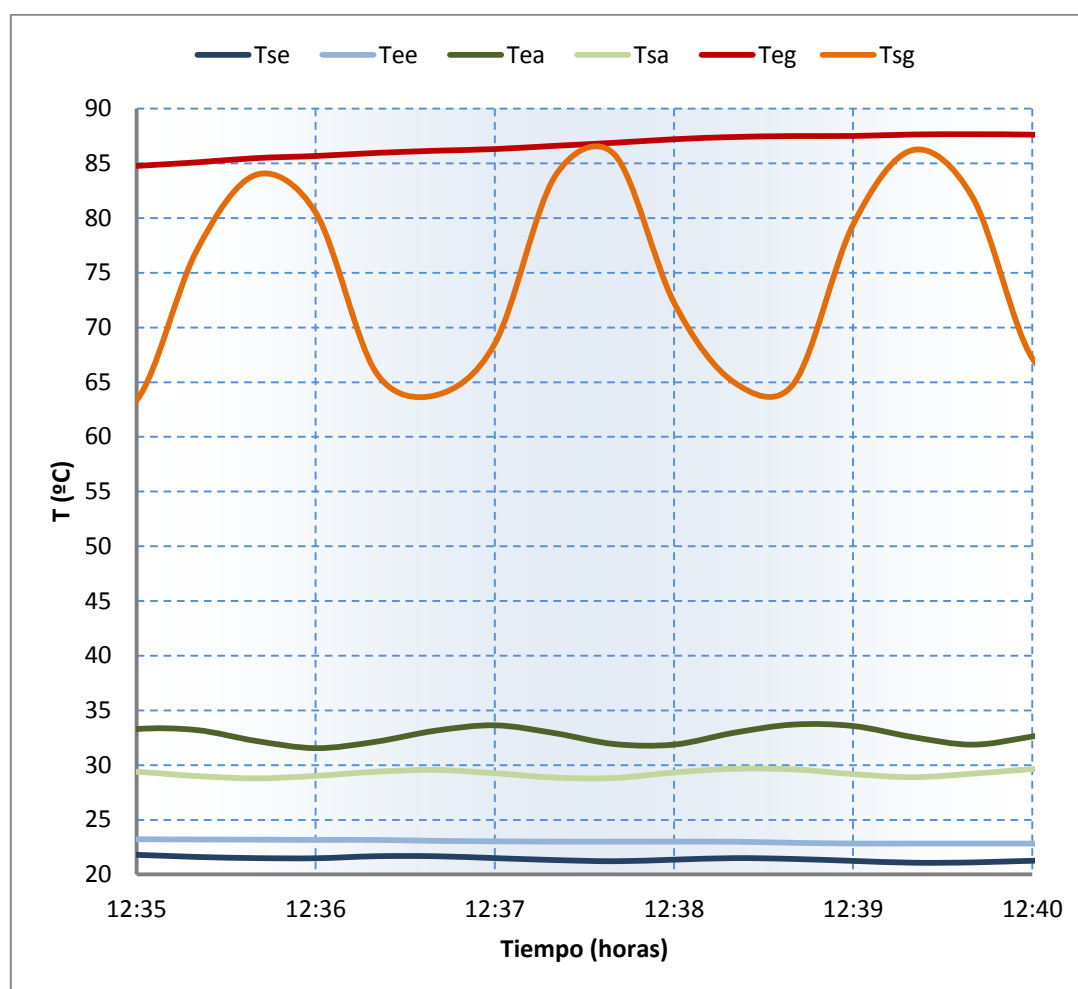


Figura 7.11 Zoom de las temperaturas de Rotártica. 07/07/2011

El caudal del generador tiene una evolución cíclica con un periodo aproximadamente igual a 120 segundos. Las temperaturas de los circuitos de la enfriadora también siguen la misma evolución (cíclica) manteniendo el periodo de 120 segundos.

En aquellos momentos en los cuales existe un caudal mayor en el generador, el ciclo de absorción funciona en unos niveles de potencia mayores. Como respuesta, los saltos de temperatura producidos entre la entrada y la salida de los tres circuitos serán mayores. Por el contrario, cuando el caudal del generador sea mínimo, los saltos de temperatura en los circuitos serán menores y la enfriadora trabajará en niveles de potencia más bajos.

Como era de esperar, las temperaturas del generador son las más afectadas por la fluctuación del caudal. El salto de temperaturas típico en el generador es de 6,3 °C. En el periodo a estudiar, los saltos van desde 0 °C hasta 19,7 °C; es decir, un decremento porcentual del 100% y un incremento porcentual del 311%. Sin embargo, la oscilación para los circuitos de disipación y refrigeración no pasa del 38% y del 26% respectivamente.

Temperaturas del generador

Los picos de máximo caudal coinciden con los saltos de temperaturas más grandes del generador. De esta manera, cuando circula caudal por el generador, las temperaturas de entrada y salida están separadas, mientras que cuando el caudal se hace nulo, las temperaturas tienden al mismo valor.

Esta relación entre caudal y salto de temperaturas existe, aunque no de manera instantánea. Existe un desfase de unos 20 segundos entre el pico máximo de caudal y la posterior respuesta de las temperaturas. Este desfase es producido por las inercias existentes en el propio ciclo de absorción.

Es importante destacar que sólo T_{sg} es la temperatura que tiene un carácter oscilante. T_{eg} depende del fenómeno de transferencia de calor que se está produciendo en el intercambiador de calor primario-secundario, es decir de la cantidad de energía captada en el campo solar sobre la cual no se ha ejercido ninguna influencia. T_{sg} sin embargo depende de la transferencia de calor producida en el generador, la cual sí se ve afectada por las variaciones introducidas en el caudal del generador.

Temperaturas del grupo absorbedor/condensador

Las dos temperaturas del circuito de disipación también son sensibles a las fluctuaciones del caudal en el generador, aunque no de forma tan significativa. Nuevamente se puede asociar el momento de caudal máximo en el generador con el salto de temperaturas más amplio, ya que es entonces cuando se trabaja con potencias más altas en los tres circuitos.

También existe desfase entre el pico máximo de caudal y la respuesta de las temperaturas. Esta vez algo es algo mayor, de unos 25 segundos. La explicación al desfase producido se encuentra nuevamente en las grandes inercias existentes en el ciclo de absorción.

Temperaturas del evaporador

Como ya se ha comentado las temperaturas de entrada y salida del evaporador, son las menos afectadas con un 26% de fluctuación con respecto al valor medio. Los valores de caudal máximo coinciden en el tiempo con las mayores diferencias entre las temperaturas de entrada y salida, intercambiando así mayor energía en el evaporador. También en esta ocasión el desfase medido es de unos 25 segundos.

8. Conclusiones generales y líneas de futuro

Este último capítulo da cierre al proyecto. En él se recogen las principales conclusiones obtenidas a lo largo de toda la memoria. Las razones en las que se basan estas conclusiones han sido explicadas y documentadas a lo largo de la misma.

Gracias a haber trabajado en la instalación durante los últimos meses, se han encontrado algunos problemas de funcionamiento. Por ello, se detallan mejoras o arreglos a acometer sobre la instalación con objeto de que durante el siguiente proyecto de investigación, la instalación funcione a pleno rendimiento. Asimismo se plantean una serie de líneas de trabajo todavía por explotar, las cuales se consideran de interés bien por ser campos en los que todavía no se ha investigado o bien porque se considera necesaria una profundización.

8.1. Conclusiones generales

1. Los caudales obtenidos durante el tiempo que la instalación estuvo funcionando fueron inferiores a los de años anteriores, siendo valores cercanos a los mínimos recomendados por el fabricante de Rotártica. Como consecuencia, los niveles de potencia con los que la enfriadora trabajó fueron también menores como refleja la Tabla 8.1.

Disipación	$W_{\text{generador}}$ (kW)	$W_{\text{disipación}}$ (kW)	$W_{\text{refrigeración}}$ (kW)	COP
Geo 95 l/min (2009)	7,61	4,18	12,25	0,523
Geo 95 l/min (2011)	6,87	3,58	10,55	0,496

Tabla 8.1 Valores medios de funcionamiento

2. La utilización de un foco isoterma como el aljibe de agua para la disipación de calor fija un punto de operación constante de la enfriadora, sin depender a partir de ahora de la temperatura ambiente exterior.
3. Para obtener potencia de refrigeración mediante el ciclo de absorción tan necesario es disponer de energía solar como tener capacidad para evacuar el calor que se genera en el propio ciclo. La disminución en cualquiera de estas dos últimas potencias (generación y disipación) repercute en el resultado final de la potencia de refrigeración.
4. La utilización de un caudal de pozo mayor mejora la disipación de calor al exterior. Por un lado, se consigue disipar mayor cantidad de energía y por otro aumentar la cuota de calor disipado al terreno respecto a la total.

5. Durante el arranque, la evolución de las temperaturas no varía dependiendo del sistema de disipación utilizado, siguiendo día tras día la misma pauta. Sin embargo, con la utilización del aerotermo el arranque es más rápido que con el sistema geotérmico. También en esta ocasión, un caudal de pozo mayor mejora los tiempos de arranque.
6. En días nublados la máquina arranca pero de manera inestable. Esta inestabilidad afecta también al periodo estacionario.
7. Posibles problemas de control que deriven en problemas de impulsión producen la parada brusca del ciclo de absorción y el consiguiente bloqueo de la enfriadora. El bloqueo consiste en el aislamiento de aquellos circuitos termodinámicos de Rotártica por los cuales continúa circulando caudal mediante un bypass.
8. Problemas de vibración que deriven en fluctuaciones de los caudales de la enfriadora producen variaciones en las temperaturas del ciclo, obteniéndose valores oscilantes de potencias y rendimientos, pero sin llegarse a producir la parada del ciclo.

8.2. Líneas de futuro

Bien por el paso del tiempo o bien por el uso, todas las instalaciones sufren deterioros o averías. La instalación con la que se está trabajando no es una excepción. Con objeto de que todos los equipamientos se encuentren en perfectas condiciones para funcionar durante los próximos años se sugieren varias acciones a considerar antes de poner en marcha de nuevo la instalación.

1. Aislar térmicamente todos los elementos y tuberías de los circuitos primario y secundario. En la actualidad existen tramos de tubería sin cubrir con aislamiento. De esta manera se evitarían pérdidas de calor durante el transporte energético.
2. Limpiar regularmente la superficie de los colectores solares para aumentar el rendimiento de los mismos.
3. Volver a comprobar que al menos las sondas más relevantes de la instalación ofrecen una lectura precisa, siguiendo el procedimiento del Anexo B.
4. Vaciar y llenar los tres circuitos de Rotártica. Se teme que pueda haber pequeñas bolsas de aire que puedan afectar al funcionamiento de la instalación y en algún momento puntual a las lecturas de los caudalímetros. Tras ello, hacer circular el agua por el interior de las tuberías y realizar un seguimiento de las pérdidas de presión en los circuitos.
5. Desmontar y revisar las bombas de la instalación, especialmente la bomba del circuito secundario. Se cree que esta última es la que pueda estar más deteriorada con el paso del tiempo puesto que su temperatura de trabajo (alrededor de 80 °C) es mayor que la de las demás bombas. En caso de ser así, se podría intercambiar con la otra bomba de idénticas características situada también en el circuito

secundario y encargada de bombear el agua desde el acumulador hasta el generador. Actualmente y dado el carácter experimental de la instalación esta segunda bomba no ha sido utilizada encontrándose por tanto, en perfectas condiciones.

Si no se observa el problema de las pérdidas de presión y las bombas están en perfectas condiciones se podría disponer de una instalación con capacidad para alcanzar caudales notablemente superiores a los obtenidos durante el último verano, los cuales estuvieron cercanos a los mínimos recomendados por el fabricante.

Por otro lado, contar con una instalación de refrigeración solar la cual posea un sistema híbrido de disipación de calor ofrece muchas posibilidades de estudio. Aquí se plantean alguna de ellas.

1. En este momento para el sistema de disipación con aerotermo se han recogido 49 días completos en los que la instalación funcionó sin contratiempos abarcando rangos amplios de caudal y potencia. Sin embargo, con el sistema de disipación geotérmico todavía no se ha conseguido obtener el mismo número de días. Por ello, se considera necesario continuar con la recogida de datos utilizando el sistema geotérmico como sistema de disipación de calor. De esta manera se puede ampliar el conjunto de valores estacionarios para dicho sistema de disipación. Cuanto mayor sea el número de valores adquiridos mayor validez adquirirán las conclusiones derivadas de los mismos. De esta manera, los nuevos gráficos de TIPO 4 contarán con mayor cantidad de valores y por tanto, las líneas de tendencia obtenidas serán más fiables. Uno de los objetivos de este planteamiento es el poder redefinir la consigna de temperatura ambiente exterior determinada en el apartado 5.2.5 para la alternancia de uno u otro sistema de disipación.
2. Aprovechando el carácter híbrido del sistema disipativo, puede ser interesante el modificar el actual control de la instalación para que se utilice uno u otro sistema en función de la temperatura ambiente exterior. Actualmente la instalación trabaja con un único sistema disipativo independientemente de la temperatura ambiente. Implementando dicho cambio, el control mandaría una señal a la válvula que deriva el agua procedente del evaporador a uno u otro sistema. Con los resultados obtenidos se podrían estudiar los efectos transitorios que acarrea el cambio en la forma de evacuar el calor, así como cuantificar la mejoría obtenida en el COP de la instalación tras el cambio.
3. A día de hoy, la instalación sólo ha funcionado en dos escenarios posibles con respecto al caudal de pozo utilizado; 49 l/min o 95 l/min. Se propone realizar un estudio de sensibilidad a dicha variable. De esta manera se podría obtener el caudal de pozo óptimo a partir del cual un aumento del mismo no suponga una mejora en el funcionamiento del sistema de disipación. Para poder modificar el

caudal de pozo es necesario actuar sobre una de las válvulas situadas aguas arriba de la bomba. De esta manera se consigue estrangular en mayor o menor medida el paso de agua por el circuito del aljibe. Lógicamente este estudio está limitado por las características de la instalación ya que la bomba puede bombear un caudal máximo de 115 l/min.

Bibliografía

- [1] Blanco de Miguel, David. *Instalación de un equipo de refrigeración por absorción apoyado con un sistema de colectores solares térmicos*. Proyecto Fin de Carrera C.P.S. (2006).
- [2] Muñoz Nieto, Elena. *Análisis del comportamiento dinámico de un sistema de climatización basado en un equipo de absorción de BrLi-H₂O con apoyo solar*. Proyecto Fin de Carrera C.P.S. (2008).
- [3] Heredero Ruiz, Javier. *Sistema de intercambio geotérmico para un equipo de refrigeración solar por absorción*. Proyecto Fin de Carrera C.P.S. (2009).
- [4] Izquierdo Garijo, Juan Manuel. *Análisis de un sistema de refrigeración solar con intercambio geotérmico*. Proyecto Fin de Carrera C.P.S. (2010).
- [5] Palacín Arizón, Fernando. *Evaluación, diagnóstico y mejora del comportamiento energético de sistemas de refrigeración solar en escenarios reales de operación mediante análisis experimental y simulación dinámica*. Tesis Doctoral E.I.N.A. (2011).
- [6] Labus, Jerko. *Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar energy or waste heat*. Tesis Doctoral Universidad Rovira I Virgili (2011).
- [7] Lizarte Mayo, Raquel. *Evaluación experimental de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O de pequeña potencia condensadas por aire: sistema re-cooling frente a sistema directo*. Tesis Doctoral Universidad Carlos III de Madrid.
- [8] Balaras, Constantinos A. et al. *Solar air conditioning in Europe-an overview*. Renewable and sustainable Energy Review 11, 299-314 (2007).
- [9] Monné, Carlos; Alonso, Sergio; Palacín, Fernando. *Evaluación de una instalación de refrigeración por absorción con energía solar*. Información Tecnológica 22(3), 39-44 (2011).
- [10] <http://www.rotartica.com>
- [11] <http://andyschroder.com/rotartica.html>
- [12] <http://www.caloryfrio.com/refrigeracion-solar.html>